

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM**  
**ENGENHARIA MECÂNICA**

**Estudo da geração de ruído em prensa mecânica**  
**excêntrica de 900 toneladas**

**Dissertação submetida à**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA**

**para a obtenção do grau de**

**MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**PÉRECLES COSTA AZEVEDO**

**Florianópolis, Julho 2003**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM  
ENGENHARIA MECÂNICA**

**ESTUDO DA GERAÇÃO DE RUÍDO EM UMA  
PRENSA MECÂNICA EXCÊNTRICA DE 900 TONELADAS**

**PÉRECLE COSTA AZEVEDO**

**Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de**

**MESTRE EM ENGENHARIA**

**ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECÂNICA**

**sendo aprovada em sua forma final.**

---

**Prof. Roberto Jordan, Dr. Eng. - Orientador**

---

**Prof. Arcanjo Lenzi, Ph. D. - Co-orientador**

---

**Prof. José Antônio Bellini da Cunha Neto, Dr.**

**COORDENADOR DO POSMEC**

**Banca Examinadora**

---

**Prof. Samir Nagi Yousri Gerges, Ph. D. - Presidente**

---

**Prof. Marcus Antônio Viana Duarte, Dr. Eng.**

---

**Washington José Norberto de Lima, Ph. D.**

**2003**

À minha esposa Sandra e meus filhos Heitor, Hugo e Hélien pela compreensão nos momentos de ausência, união, carinho e amor de uma família solidária.

A meus pais e irmãos pelo carinho e apoio .

Aos meus amigos que sempre me incentivaram.

## **AGRADECIMENTOS**

A DEUS, pela oportunidade e perseverança dadas a mim para realização deste trabalho.

Aos Professores Roberto Jordan e Arcanjo Lenzi pela orientação, dedicação e ensinamentos transmitidos.

Ao Departamento de Engenharia Mecânica, coordenação e professores do curso de mestrado pelo apoio na realização deste projeto de pesquisa.

Ao Professor Marcus Duarte, do Departamento de Engenharia mecânica da UFU, pela colaboração e apoio no desenvolvimento da parte experimental deste trabalho.

Ao Professor Samir Gerges pelo estímulo constante no desenvolver do curso de mestrado.

A Dalmiro Alberto de Freitas, Wellington de Castro e Silvana Rizzoli, pela confiança e apoio no desenvolvimento deste projeto.

A todos que de alguma forma colaboraram para a concretização deste projeto.

## RESUMO

O objetivo desta pesquisa foi estudar e identificar os mecanismos geradores de ruído em uma prensa de grande capacidade (900 toneladas), suas fontes e as respectivas contribuições de cada uma delas no nível de pressão sonora resultante.

Para atingir esses objetivos, medições das velocidades médias das placas e chapas que cobrem a estrutura da prensa foram realizadas e as eficiências de radiação dessas foram modeladas matematicamente. Em seguida foram estimados os níveis de potência sonora dessas estruturas. Da mesma forma, os níveis de pressão sonora gerados pelo processo de estampagem foram adquiridos nas posições de operação da máquina.

Nas análises dos principais fontes geradores de ruído, trabalhou-se com dois níveis, conforme a legislação vigente: o nível  $L_{eq}$  (dBA) para avaliação da poluição sonora e  $NPS_{max}$  (dBL). Para tanto, os sinais adquiridos foram simulados com estes dois níveis, possibilitando a comparação de ambas as situações para atendimento à norma e verificação da influência do ruído no campo direto. As contribuições mais significativas para os valores de  $L_{eq}$  foram as das fontes cabeçote, tanto na região frontal e lateral. Para os níveis impulsivos foram as do próprio impacto do martelo, seguido da fratura do material e expansão do ar.

Na análise no domínio da frequência verificou-se que conteúdo básico do ciclo da prensa está concentrado na faixa de baixas frequências, que é relacionada com o processo de impacto.

Os mecanismos de geração de ruído básicos são o do ruído de aceleração, que é associado com o impacto, e o ruído originado das vibrações estruturais, principalmente após o impacto.

## ABSTRACT

The aim of this study was to identify the main noise sources in a large capacity (900 tones) stamping press, as well as their contributions to the overall sound power radiated and sound power measured at the operator ear position.

Space averaged surface velocity values were measured at the several components in order to estimate the sound power radiated, using radiation efficiency results obtained from simple geometries such as oscillating sphere and finite plates. Noise sources thus identified were also used for the determination of the sound power at the operator position.

Two criteria were used to assess the noise generated:  $L_{eq}$ , in dB(A), and maximum sound pressure level, which were both compared to current safety standards limits. The radiation from the hitting hammer and side parts of the columns are responsible for most of the sound energy radiated. Sound pressure time history signals indicate hammer impact, followed by sheet fracture and air expansion, as the instants of time of higher noise radiation.

The main noise generation mechanisms identified were impact noise, which is associated to high acceleration levels of moving parts, and the noise originated from structural vibrations.

# SUMÁRIO

Lista de Figuras.....	viii
Lista de Tabelas .....	xiv
Nomenclatura.....	xv
Capítulo 1 - INTRODUÇÃO .....	1
1.1 - Motivação.....	1
1.2 - Objetivos .....	4
Capítulo 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	5
2.1 - Processo Básico de Conformação.....	5
2.1.1- Estiramento .....	5
2.1.2 - Dobramento.....	6
2.1.3 - Estampagem profunda.....	6
2.2 - Prensas mecânicas .....	7
2.2.1- Estrutura de uma prensa mecânica excêntrica .....	7
2.2.2 - Sistemas de transmissão .....	8
2.2.3 - Motor principal e volante de inércia .....	9
2.2.4 - Freio e embreagem .....	10
2.3 - Relações de forças em uma prensa .....	11
2.4 - Mecanismos de geração ruído em estruturas sólidas .....	12
2.4.1 - Impedância mecânica .....	13
2.4.2 - Balanço de potência .....	15
2.5 - Fontes e mecanismos de geração de ruído em prensas .....	14
2.5.1 - Ruído de aceleração .....	16
2.5.2 - Ruído irradiado .....	23
2.5.3 - Ruído de punção.....	24
2.5.4 - Ruído de descarga de ar comprimido.....	25
2.5.5 - Ruído de motores elétricos.....	26
2.6 - Eficiência de radiação de corpos sólidos.....	27
2.6.1- Eficiência de radiação de corpos pulsantes .....	28
2.6.2 - Eficiência de radiação de corpos oscilantes .....	28
2.6.3 - Eficiência de radiação de placas .....	30
2.6.3.1 - Ondas longitudinais transversais de flexão .....	30
2.6.3.2 - Ondas quase longitudinais em placas .....	32

2.6.3.3 - Propagação de ondas em placas.....	32
2.6.3.4 - Freqüência de coincidência .....	33
2.6.3.5 - Impedância de irradiação sonora .....	34
2.6.3.6 - Radiação de ruído de uma placa finita.....	36
2.7 - Sinais típicos de ruídos em prensas .....	39
Capítulo 3 - METODOLOGIA EXPERIMENTAL .....	45
3.1 - Unidade de análise .....	46
3.2 - Metodologia .....	46
3.3 - Instrumentação .....	50
3.4 - Procedimentos experimentais .....	50
3.4.1 - Calibrações .....	50
3.4.2 - Medições das velocidades médias.....	51
3.4.3 - Cálculo da potência sonora gerada no processo.....	59
3.4.4 - Medições dos níveis de pressão sonora dentro da caixa de engrenagens (cabeçote) da prensa.....	59
3.4.5 - Medições para estimativa dos níveis de potência sonora do freio e da embreagem.....	64
3.4.6 - Medições para estimativa dos níveis de potência sonora do motor elétrico .....	60
Capítulo 4 - RESULTADOS .....	61
4.1 - Tempos de reverberação e coeficientes de absorção.....	61
4.2 - Eficiência de radiação das estruturas da prensa .....	62
4.3 - Velocidades médias de vibração espacial e temporal das estruturas da prensa.....	67
4.4 - Potência sonora devido as vibrações das estruturas .....	67
4.4.1 - Potência sonora radiada pelo martelo .....	68
4.4.2 - Potência sonora radiada pela base .....	70
4.4.3 - Potência sonora radiada pelo cabeçote.....	71
4.4.4 - Potência sonora radiada pelas colunas .....	74
4.4.5 - Potência sonora radiada pelas matrizes .....	78
4.4.6 - Potência sonora radiada pelas calhas.....	79
4.4.7 - Potência sonora radiada pelo piso .....	80
4.4.8 - Potência sonora radiada pela embreagem, freio e motor elétrico.....	81

4.4.9 - Potência sonora estimada para o interior da caixa de engrenagens.....	83
<b>Capítulo 5 - ANÁLISE DE RESULTADOS .....</b>	<b>84</b>
5.1 - Histórico temporal do nível de pressão sonora .....	84
5.2 - Caracterização dos eventos no ciclo acústico.....	88
5.3 - Identificação e mapeamento das fontes sonoras .....	92
5.4 - contribuição das fontes sonoras e influência no ponto de recepção.....	96
5.5 - Análise do ruído no domínio da frequência .....	102
<b>Capítulo 6 - CONCLUSÕES .....</b>	<b>113</b>
6.1 - Conclusão da dissertação.....	113
6.2 - Sugestões para trabalhos futuros .....	115
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>116</b>

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1	Esforços de dobramento medidos na matriz (baseado em Eary, 1958, pp. 53-54). (a): Máxima tensão de compressão na matriz; (b): retrocesso rápido em direção a tração.....	7
Figura 2.2	Estrutura de uma prensa mecânica excêntrica.....	8
Figura 2.3	Mecanismos de transmissão de uma prensa.....	9
Figura 2.4	Vista superior indicando o motor principal e o volante de inércia.....	10
Figura 2.5	Embreagem, freio e eixo de acionamento de uma prensa.....	10
Figura 2.6	Diagrama golpe-força mostrando o relacionamento entre a força e o golpe para trabalho constante.....	12
Figura 2.7	Aceleração típica e sinal de pressão sonora de impacto de cilindros.....	19
Figura 2.8	Distribuição polar do pico de pressão para impactos de cilindros de 100 mm de diâmetro.....	20
Figura 2.9	Histórico temporal da pressão sonora medida a 1 (um) metro, devido ao impacto de 1 (um) martelo de uma tonelada.....	22
Figura 2.10	Nível de pico de ruído produzido por um golpe de punção/matriz com variação da área da peça e diâmetros matriz/punção.....	25
Figura 2.11	Níveis de ruído para jatos livres e obstruídos.....	26
Figura 2.12	Eficiência de radiação de corpos pulsantes.....	29
Figura 2.13	Eficiência de radiação de corpos oscilantes.....	29
Figura 2.14	Deformação de onda longitudinal e tensão direta.....	30
Figura 2.15	Elemento de placa, deformação decorrente da propagação de uma onda transversal pura.....	31
Figura 2.16	Radiação de uma placa finita.....	36
Figura 2.17	Fenômeno de Cancelamento em placas radiando em frequências subcríticas - Modo Simétrico.....	37
Figura 2.18	Fenômeno de Cancelamento em placas radiando em frequências subcríticas - Modo Anti-simétrico.....	37
Figura 2.19	Fenômeno de cancelamento em placas sem contorno radiando em frequências subcríticas.....	37

Figura 2.20	Sinal típico de força de punção em um prensa mostrando as fases de desenvolvimento da força na mesma.....	40
Figura 2.21	Sinal de ruído de uma prensa tipo C mostrando a ocorrência dos eventos progressivamente com o tempo.....	41
Figura 2.22	Espectro de frequência de uma prensa tipo C, com caracterização dos eventos do ciclo de estampagem.....	41
Figura 2.23	Sinal acústico de uma prensa tipo C.....	42
Figura 2.24	(a) Diagrama de tempo-força indicando o momento da força máxima onde (b) a estrutura da prensa tipo C é flexionada devido a (c) momento do puncionamento na peça de trabalho.....	44
Figura 2.25	(a) Diagrama de tempo-força indicando o momento da força onde (b) a estrutura da prensa tipo C é retornada para posição original quando o (c) puncionamento é completado na peça de trabalho.....	44
Figura 3.1	Localização dos pontos de medição no quarto inferior traseiro do cabeçote da prensa.....	52
Figura 3.2	Localização dos pontos de medição na lateral esquerda do cabeçote da prensa.....	53
Figura 3.3	Localização dos pontos de medição na superfície posterior do martelo da prensa.....	54
Figura 3.4	Localização dos pontos de medição na coluna esquerda atrás da prensa.....	55
Figura 3.5	Localização dos pontos de medição na parte frontal da prensa.....	56
Figura 3.6	Localização dos pontos de medição nas tampas (covers) da coluna lateral esquerda da prensa.....	57
Figura 3.7	Localização dos pontos de medição na matriz inferior.....	58
Figura 4.1	Eficiência de radiação em bandas de 1/3 de oitava, estimada para as placas do martelo da prensa.....	63
Figura 4.2	Eficiência de radiação em bandas de 1/3 de oitava, estimada para as placas das colunas.....	64
Figura 4.3	Eficiência de radiação em bandas de 1/3 de oitava, estimada para as placas da região frontal do cabeçote.....	64
Figura 4.4	Eficiência de radiação em bandas de 1/3 de oitava, estimada para as placas da região lateral do cabeçote.....	65

Figura 4.5	Eficiência de radiação em bandas de 1/3 de oitava, estimada para as placas de proteção das colunas (colunas covers).....	65
Figura 4.6	Eficiência de radiação em bandas de 1/3 de oitava, estimada para as placas de madeira do piso da prensa.....	66
Figura 4.7	Eficiência de radiação em bandas de 1/3 de oitava, estimada para a base inferior e as matrizes da prensa.....	66
Figura 4.8	Histórico temporal dos níveis de ruídos impulsivos medidos nas proximidades da prensa.....	67
Figura 4.9	Níveis máximos de potência sonora em bandas de 1/3 de oitava, estimados para o martelo.....	68
Figura 4.10	Níveis médios de potência sonora - Leq, em de bandas de 1/3 de oitava, estimados para o martelo.....	70
Figura 4.11	Níveis máximos potência sonora, em bandas de 1/3 de oitava, estimados para a base da prensa.....	71
Figura 4.12	Níveis médios de potência sonora - Leq, em bandas de 1/3 de oitava, estimados para a base da prensa.....	71
Figura 4.13	Níveis máximos de potência sonora, em bandas de 1/3 de oitava, estimados para o cabeçote na região frontal.....	72
Figura 4.14	Níveis máximos de potência sonora, em bandas de 1/3 de oitava, estimados para o cabeçote na região lateral.....	72
Figura 4.15	Níveis médios de potência sonora - Leq, em bandas de 1/3 de oitava, estimados para o cabeçote na região frontal.....	73
Figura 4.16	Níveis médios de potência sonora - Leq, em bandas de 1/3 de oitava, estimados para o cabeçote na região lateral.....	74
Figura 4.17	Níveis máximos de potência sonora, em bandas de 1/3 de oitava, estimados para a região atrás superior das colunas.....	74
Figura 4.18	Níveis médios de potência sonora - Leq, em bandas de 1/3 de oitava, estimados para a região atrás superior das colunas .....	75
Figura 4.19	Níveis máximos de potência sonora, em bandas de 1/3 de oitava, estimados para a região frontal superior das colunas.....	75
Figura 4.20	Níveis médios de potência sonora - Leq, em bandas de 1/3 de oitava, estimados para a região frontal superior das colunas.....	76
Figura 4.21	Níveis máximos de potência sonora, em bandas de 1/3 de oitava, estimados para a região frente inferior das colunas.....	76

Figura 4.22	Níveis médios de potência sonora - Leq, em bandas de 1/3 de oitava, estimados para a região frente inferior das colunas da prensa.....	77
Figura 4.23	Valores dos níveis de potência máximos, em função de bandas de 1/3 de oitava, nas placas de proteção das colunas (covers) da prensa.....	77
Figura 4.24	Valores dos níveis de potência médios – Leq, em função de bandas de 1/3 de oitava, nas placas de proteção das colunas (covers) da prensa.....	78
Figura 4.25	Valores dos níveis de potência máximos, em função de bandas de 1/3 de oitava, para as matrizes da prensa.....	78
Figura 4.26	Valores dos níveis de potência médios –Leq, em função de bandas de 1/3 de oitava, para as matrizes da prensa.....	79
Figura 4.27	Valores dos níveis de potência máximos, em função de bandas de 1/3 de oitava, para as calhas.....	79
Figura 4.28	Valores dos níveis de potência médios -Leq, em função de bandas de 1/3 de oitava, para as calhas.....	80
Figura 4.29	Valores dos níveis de potência máximos, em função de bandas de 1/3 de oitava, para as placas de madeira do piso.....	80
Figura 4.30	Valores dos níveis de potência médios - Leq, em função de bandas de 1/3 de oitava, para as placas de madeira do piso.....	81
Figura 4.31	Valores dos níveis médios de potência sonora – Leq, em função de bandas de 1/3 de oitava, estimados para a embreagem.....	81
Figura 4.32	Valores dos níveis médios de potência sonora – Leq, em função de bandas de 1/3 de oitava, estimados para o freio.....	82
Figura 4.33	Valores dos níveis de potência sonora médios –Leq, em função de bandas de oitava, estimados para o motor.....	82
Figura 4.34	Valores dos níveis de potência sonora médios -Leq, em função de bandas de oitava, estimados para o interior da caixa de engrenagens.....	83
Figura 5.1	Histórico da pressão sonora no campo direto da prensa .....	85
Figura 5.2	Curvas de níveis de fase em bandas de 1/3 de oitava do NPSmax no campo direto da prensa.....	86
Figura 5.3	Curvas de níveis de fase em banda de 1/3 de oitava do Leq médio no campo direto da prensa.....	87

Figura 5.4	Curvas de histórico temporal do ruído no ciclo de estampagem nas estruturas da base, martelo e cabeçote da prensa.....	88
Figura 5.5	Curvas de histórico temporal do ruído no ciclo de estampagem nas estruturas das colunas, calha e piso de madeira da prensa.....	89
Figura 5.6	Vista posterior da prensa com indicação das fontes sonoras e os respectivos percentuais de potência sonora máximos e de Leq.....	93
Figura 5.7	Vista anterior da prensa com indicação das fontes sonoras e os respectivos percentuais de potência sonora máximos e de Leq.....	94
Figura 5.8	Vista lateral da prensa com indicação das fontes sonoras e os respectivos percentuais de potência sonora máximos e de Leq.....	94
Figura 5.9	Gráfico comparativo dos níveis médios de potência sonora – Leq, dos diversos componentes estruturais da prensa.....	96
Figura 5.10	Gráfico comparativo dos níveis máximos de potência sonora dos diversos componentes estruturais da prensa.....	97
Figura 5.11	Gráfico comparativo de níveis médios de potência sonora – Leq das diversas fontes sonoras da prensa.....	98
Figura 5.12	Gráfico comparativo de níveis máximos de potência sonora das fontes sonoras da prensa.....	99
Figura 5.13	Níveis médios de pressão sonora - Leq das fontes identificadas na prensa.....	101
Figura 5.14	Níveis máximos de pressão sonora das fontes identificadas na prensa.....	102
Figura 5.15	Sinal de pressão sonora básico com etapas distinguidas no ciclo de conformação, sendo: 1-Partida da prensa, 2-Descida do martelo, 3-Impacto, 4-Subida do martelo.....	103
Figura 5.16	Níveis de pressão sonora em bandas de 1/3 de oitava da etapa de partida do martelo.....	104
Figura 5.17	Níveis de pressão sonora em bandas de 1/3 de oitava da etapa de descida do martelo.....	104
Figura 5.18	Níveis de pressão sonora em bandas de 1/3 de oitava da etapa de impacto do martelo.....	105
Figura 5.19	Níveis de pressão sonora em bandas de 1/3 de oitava da etapa de subida do martelo.....	105

Figura 5.20	Gráfico comparativo dos níveis de pressão sonora em bandas de 1/3 de oitava da etapa antes do impacto (curva vermelha) e após o impacto do martelo (curva azul).....	106
Figura 5.21	Gráfico comparativo dos níveis de pressão sonora em bandas de 1/3 de oitava da etapa do impacto do martelo (curva vermelha) e após o impacto do martelo (curva azul).....	107
Figura 5.22	Espectro de vibrações livres típicas da estrutura cabeçote.....	108
Figura 5.23	Espectro de vibrações livres típicas da estrutura do martelo.....	108
Figura 5.24	Espectro de vibrações livres típicas da estrutura da coluna superior.....	109
Figura 5.25	Espectro de vibrações livres típicas da estrutura da coluna inferior.....	109
Figura 5.26	Espectro de vibrações livres típicas da estrutura base.....	110
Figura 5.27	Espectro de vibrações livres típicas da estrutura da matriz.....	110
Figura 5.28	Análise tempo - frequência do sinal de pressão sonora do ciclo da prensa, medido na posição de operação.....	112

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1	Limites de tolerância a níveis de ruídos.....	2
Tabela 2.1	Fator K usado na equação de Bolt – Beranek.....	27
Tabela 3.1	Localização dos pontos de medição no quarto inferior traseiro do cabeçote da prensa.....	52
Tabela 3.2	Localização dos pontos de medição na lateral esquerda do cabeçote da prensa.....	53
Tabela 3.3	Localização dos pontos de medição na parte posterior do martelo da prensa.....	54
Tabela 3.4	Localização dos pontos de medição na coluna esquerda da prensa.....	55
Tabela 3.5	Localização dos pontos de medição na região inferior da coluna frontal.....	56
Tabela 3.6	Localização dos pontos de medição nas proteções ( <i>covers</i> ) da coluna lateral da prensa.....	57
Tabela 3.7	Localização dos pontos de medição na matriz inferior.....	59
Tabela 4.1	Tempos de reverberação em segundos calculados para a região do cabeçote (CAB), a 1,5 metros do nível do piso (SOLO) e caixa de engrenagens (ENGR).....	61
Tabela 4.2	Coefficientes médios de absorção sonora (%) calculados para a região a 1,5 metros do nível do piso (SOLO) e caixa de engrenagens (ENGR).....	62
Tabela 4.3	Parâmetros acústicos dos materiais das placas do cabeçote, colunas e martelo da prensa.....	63
Tabela 4.4	Valores de velocidade média de vibração das estruturas da prensa (m/s).....	69
Tabela 5.1	Valores médios totais de NPS <sub>max</sub> e Leq para o campo direto da prensa, em função da fase do ciclo de estampagem.....	87
Tabela 5.2	Valores utilizados para cálculo do pico de potência sonora, P <sub>o</sub> .....	91
Tabela 5.3	Distâncias das fontes até zona de operação.....	100

## NOMENCLATURA

### Letras gregas

<b><math>x</math></b>	deformação normal.
<b><math>r_m</math></b>	densidade de material ( $\text{kg/m}^3$ ).
<b><math>r_0</math></b>	densidade de fluido ( $\text{kg/m}^3$ ).
<b><math>r_s</math></b>	densidade de superfície ( $\text{kg/m}^2$ ).
<b><math>h_d</math></b>	fator de perda de dissipação.
<b><math>h_r</math></b>	fator de perda de transmissão.
<b><math>h_s</math></b>	fator de amortecimento.
<b><math>d</math></b>	tempo de contato.
<b><math>u</math></b>	coeficiente de Poisson.
<b><math>s_{rad}</math></b>	eficiência de radiação.
<b><math>s_x</math></b>	tensão normal na direção $x$ .
<b><math>w</math></b>	freqüência angular ( $\text{rad/s}$ ).
<b><math>l</math></b>	comprimento de onda.
<b><math>t_{xy}</math></b>	tensão cisalhante no plano $xy$ .
<b><math>m_{acc}</math></b>	eficiência de radiação de aceleração.
<b><math>q</math></b>	velocidade angular.

## Letras latinas

$a$	raio (m).
$c_0$	velocidade do som (m/s).
$c_B$	velocidade de onda de flexão na placa.
$c_l$	velocidade da onda longitudinal.
$d$	diâmetro (m).
$D$	módulo de rigidez da placa.
$E$	módulo de Young.
$E_{acc}$	energia acústica total radiada pelo pulso de aceleração.
$E_{vib}$	energia vibracional inicial.
$f$	freqüência em ciclos/segundo (Hz).
$f_c$	freqüência de coincidência (crítica) (Hz).
$F$	pico da amplitude da força.
$F_{NO}$	força de prensagem (KN).
$h$	espessura da placa (m).
$HP$	potência do motor (HP).
$k$	número de onda.
$k_x, k_y$	componente em $x$ e $y$ , respectivamente, do número de onda $k$ .
$k_f$	número de onda de flexão livre.
$l$	comprimento (m).
$L_{eq}$	nível de pressão sonora equivalente dB (A)
$l_m$	fator entre impedâncias de força e de momento.
$L_x, L_y$	dimensões em $x$ e $y$ de uma determinada placa.
$m$	massa.
$N$	velocidade de rotação (RPM).
$NPS$	nível de pressão sonora (dB).
$NWS$	nível de potência sonora (dB).
$P_0$	pressão acústica .
$PMS$	ponto morto superior.
$PMI$	ponto morto inferior.
$r$	distância radial do ponto de impacto (m).
$S$	área da superfície vibrante (m <sup>2</sup> ).
$t_0$	tempo de contato (s).
$W_{entrada}$	potência de entrada (w).
$W_d$	potência dissipada (w).
$W_{rad}$	potência radiada (w).
$W_{tr}$	potência transmitida (w).
$\dot{u}$	componente de velocidade de um ponto da placa na direção $x$ .
$Vol$	volume (m <sup>3</sup> ).
$v_0$	velocidade (m/s).
$v_s$	velocidade de superfície (m/s).
$\langle \dot{v}^2 \rangle$	velocidade de vibração média quadrática em tempo e espaço (m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ).

$Z_f$  impedância mecânica.  
 $Z_m$  momento de impedância.

# Capítulo 1

## INTRODUÇÃO

### 1 – Motivação

Em indústrias de estampagem as prensas mecânicas representam a maior fonte de ruídos impulsivos, com níveis elevados, resultantes de suas operações. O problema torna-se mais grave devido ao fato dos operadores destas máquinas estarem posicionados próximos a elas, expostos ao campo sonoro direto.

A perda de audição, causada por exposição prolongada a altos níveis de ruído, tornou-se um dos problemas mais comuns no meio industrial. Em diversos países, legislações foram elaboradas, para proteger os operários dos ruídos danosos. Essas legislações relacionam, o nível de pressão sonora com a duração do tempo de exposição. Na maioria dos casos a escala A é usada e o critério estabelece 85 dB(A) como sendo o nível máximo de ruído contínuo para que um empregado possa ser exposto por um período de 8 horas diárias. Com o aumento do nível de ruído, a duração do tempo de exposição permitida diminui (Tabela 1.1, extraída da norma NR nº 15, anexo 1).

Um longo tempo de exposição a altos níveis de ruído pode causar sobrecarga no coração, causando secreções anormais de hormônios e tensões musculares. O efeito dessas alterações aparece em forma de mudanças de comportamento, tais como: nervosismo, fadiga mental, frustração, prejuízo no desempenho do trabalho, provocando também altas taxas de ausência no trabalho, existindo queixas de dificuldades mentais e emocionais que aparecem como irritabilidade, fadiga e mal-ajustamento em situações diferentes de conflitos sociais entre operários expostos ao ruído (Gerges, 2000).

Por outro lado, na legislação brasileira (Portaria 3.214/78), a norma regulamentadora NR nº 15, no Anexo 1, estabelece que os tempos de exposição aos níveis de ruído contínuo ou intermitente (aqueles que não sejam ruído de impacto) não devem exceder os limites de tolerância fixados na Tabela 1.1 e, também, que as atividades ou operações que exponham os trabalhadores a níveis

de ruído, contínuo ou intermitente, superiores a 115 dB (A), sem a proteção adequada, oferecem risco grave e iminente.

O Anexo 02, da norma citada no parágrafo anterior, estabelece que o ruído de impacto é aquele que apresenta picos de energia acústica de duração inferior a 1 (um) segundo, a intervalos superiores a 1 (um) segundo, sendo que as atividades ou operações que exponham os trabalhadores, sem proteção adequada, a níveis de ruído de impacto superiores a 140 dB (linear), medidos do circuito de resposta para impacto, ou superiores a 130 dB(C), medidos no circuito de resposta rápida (*fast*), oferecerão risco grave e iminente.

Tabela 1.1 – Limites de tolerância a níveis de ruídos

<b>Nível de ruído em dB(A)</b>	<b>Máxima exposição diária permissível</b>
85	8 horas
86	7 horas
87	6 horas
88	5 horas
89	4 horas e 30 minutos
90	4 horas
91	3 horas
92	3 horas
93	2 horas e 40 minutos
94	2 horas e 15 minutos
95	2 horas
96	1 hora e 45 minutos
98	1 hora e 15 minutos
100	1 hora
102	45 minutos
104	35 minutos
105	30 minutos
106	25 minutos
108	20 minutos
110	15 minutos
112	10 minutos
114	8 minutos
115	7 minutos

O ruído é uma forma de energia que uma vez gerada, pode ser absorvida em superfícies ou transmitida para o ambiente através de furos, paredes, estruturas e pisos. Portanto, a energia de ruído de máquinas pode ser dissipada pelo mecanismo da absorção ou da transmissão para o ambiente. A energia reabsorvida nas máquinas como vibração é pequena, exceto em poucas situações em que o processo é fortemente acoplado.

Prensas são máquinas industriais caracterizadas pelo uso de energia mecânica para mudança da forma de uma peça no caso, chapas metálicas, o que ocorre em pequenos instantes de tempo, da ordem de mili - segundos. Isso implica no uso de grandes forças impulsivas para a realização do processo. A energia não é totalmente utilizada para conformação da peça e as forças transientes geradas na máquina, durante a sua operação, freqüentemente causam deformações e vibrações em toda a máquina e no piso de instalação da mesma, resultando em geração de ruídos em níveis elevados na sua vizinhança.

Normalmente, em centros de estampagem, existe uma grande concentração de prensas cujo tempo de vida em média ultrapassa 20 anos, com altas taxas de repetição de ciclos de estampagem, elevadas forças de estampagem (podendo variar de 50 toneladas a 1500 toneladas). Estas máquinas geram, nos seus processos de conformação, em média, níveis elevados de pressão sonora,  $L_{eq}$  da ordem de 85 a 100 dB(A), e de 115 a 130 dB(linear).

As medidas de controle de ruído neste processo são predominantemente individuais, como por exemplo o uso de protetores individuais de ruído, não contemplando soluções coletivas como um todo para a área, face às enormes dificuldades inerentes a um parque de máquinas já estabelecido, dimensões das máquinas e suas elevadas forças de estampagem e, principalmente, desconhecimento das fontes e mecanismos de geração do ruído .

Desta forma, para êxito no controle e redução de ruído em tais sistemas é essencial entender:

***Quais são os mecanismos geradores de ruído em uma prensa, suas fontes e as respectivas contribuições de cada uma delas no nível de pressão sonora resultante ?***

Assim, neste trabalho, foi realizada uma análise dos mecanismos de geração, identificação e quantificação das fontes dominantes do ruído irradiado por uma prensa mecânica excêntrica de 900 toneladas e, estabelecido um mapa da distribuição do ruído.

Com os resultados deste trabalho espera-se estar contribuindo para a definição de soluções para o controle efetivo do ruído, em uma próxima etapa, com conseqüentes benefícios para a saúde operacional dos funcionários de centros de estampagem.

## 1.2 - OBJETIVOS

- 1) Estudar as fontes e mecanismos de geração de ruído em prensas.
- 2) Identificar teórica e experimentalmente as fontes de ruído dominantes em uma prensa mecânica excêntrica de 900 toneladas de simples efeito.
- 3) Caracterizar os eventos acústicos no ciclo de estampagem no domínio do tempo, e os mecanismos de geração do ruído em cada uma delas.
- 4) Quantificar o ruído radiado pelas diversas fontes identificadas na prensa em níveis de potência sonora .
- 5) Estabelecer um mapa de potência acústica das fontes de ruído, classificando-as com as suas respectivas contribuições.

## Capítulo 2

### REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

É objetivo deste trabalho, como mencionado, estudar e identificar as fontes de ruído em uma prensa mecânica excêntrica de simples efeito, de 900 toneladas, pois esta máquina gera ruídos em níveis elevados e pode ser considerada uma fonte complexa, apresentando ruídos do tipo contínuo e impulsivo durante o seu ciclo de funcionamento.

Para tanto, o conhecimento e entendimento físico e dinâmico de cada conjunto da máquina, bem como da mecânica de geração e propagação do ruído na mesma são informações indispensáveis para o controle efetivo do ruído.

#### 2.1 - Processos básicos de conformação

A estampagem de chapas reúne uma grande variedade de processos de conformação mecânica que permite a produção de peças acabadas em um número reduzido de etapas de fabricação. Atualmente, a estampagem é utilizada na produção de peças que tradicionalmente eram fundidas, forjadas ou usinadas (Schaeffer, 1999).

##### 2.1.1 - Estiramento

O estiramento ocorre quando a chapa é empurrada por um punção para dentro da cavidade da matriz, enquanto suas extremidades são firmemente fixadas, utilizando-se o prensa-chapas. Necessita-se de alta pressão no prensa-chapas e punção de cabeça hemisférica (Usiminas, 1981).

Durante o estiramento, a deformação circunferencial é desprezível nas extremidades da chapa e cresce em direção ao centro. Em algumas situações, o estiramento refere-se à tração uniaxial. No entanto, na fabricação de peças, normalmente ocorre estiramento biaxial com deformações positivas em todas as direções no plano da chapa e afinamento na espessura. No estiramento, as tensões são trativas e a razão entre a tensão menor e maior varia entre 0,5 e 1,0 (Caddell e

Hosford, 1993). O afinamento nas operações de estiramento é maior que aquela durante a estampagem profunda e cada parte do esboço sofre tensões diferenciadas durante a deformação, o que muda o comportamento da estampagem de forma contínua.

### **2.1.2 - Dobramento**

O dobramento é descrito como a dobra do material, através da lateral da matriz e na ponta do punção, que possuem raios de curvatura determinados, quando o material está sendo empurrado pelo punção para dentro da cavidade da matriz. O ângulo de dobramento tem que ser maior na operação de conformação que o determinado para a peça conformada, devido à recuperação elástica. Essa recuperação elástica é tanto maior quanto maior for o limite de escoamento do material, menor o raio de dobramento, maior o ângulo de dobramento e mais espessa a peça. É o tipo mais comum de deformação e está presente na grande maioria das operações de conformação. O dobramento em estágios iniciais de uma operação de conformação localiza a deformação, impedindo a sua distribuição ao longo da peça.

Eary e Reed (Eary, 1958) indicam que a força de dobramento medida na matriz aumenta quase instantaneamente, quando o punção toca o esboço, decrescendo, posteriormente, até o nível zero, quando se completa o dobramento e o punção é retirado (Figura 2.1).

### **2.1.3 - Estampagem profunda**

A estampagem profunda se verifica quando a chapa é empurrada por um punção para dentro da cavidade da matriz, enquanto suas extremidades são fixadas pelo prensa-chapas, de forma a permitir um pequeno fluxo de material. Nesse caso, ocorre, portanto, uma combinação de encolhimento do flange com dobramento. Os fatores que contribuem para esse modo de deformação são a baixa pressão no prensa-chapas e punção de cabeça chata (Usiminas, 1981).

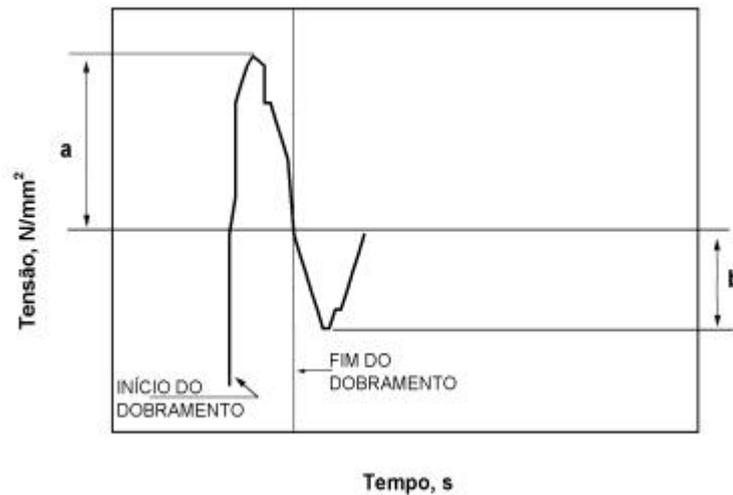


Figura 2.1- Esforços de dobramento medidos na matriz (baseado em EARY, pp. 53-54). a = Máxima tensão de compressão na matriz; b = Retrocesso rápido em direção a tração.

## 2.2 - Pressas mecânicas

A função da prensa é transferir força e/ou movimento ao conjunto punção/matriz com o propósito de conformar ou cortar a peça de trabalho. Os esforços em pressas mecânicas são transferidos ao estampo pelo acúmulo de energia do volante. Quando a embreagem é acoplada ao eixo principal da prensa, transmite-se o movimento através de um sistema de engrenagens ao martelo da prensa, no qual está preso o punção. Essas pressas mecânicas são utilizadas na indústria automobilística, podendo ser classificadas ainda como pressas de simples efeito, utilizadas nas operações de flangeamento, corte, furação e dobramento, e duplo efeito, utilizadas em operações de embutimento profundo que normalmente é a primeira operação em estampagem.

### 2.2.1 - Estrutura de uma prensa mecânica excêntrica

A estrutura da prensa é construída para absorver todas as forças atuantes na mesma. O projeto estrutural depende da força de estampagem, que determina a rigidez da estrutura, das dimensões das matrizes ou estampas, da necessidade de acessibilidade à área de trabalho e do grau de orientação e precisão requerido pelo martelo. Na Figura 2.2 pode-se observar uma vista de uma prensa de simples efeito com os elementos que constituem a estrutura, tais como cabeçote, colunas, martelo, matrizes superior e inferior, e base.

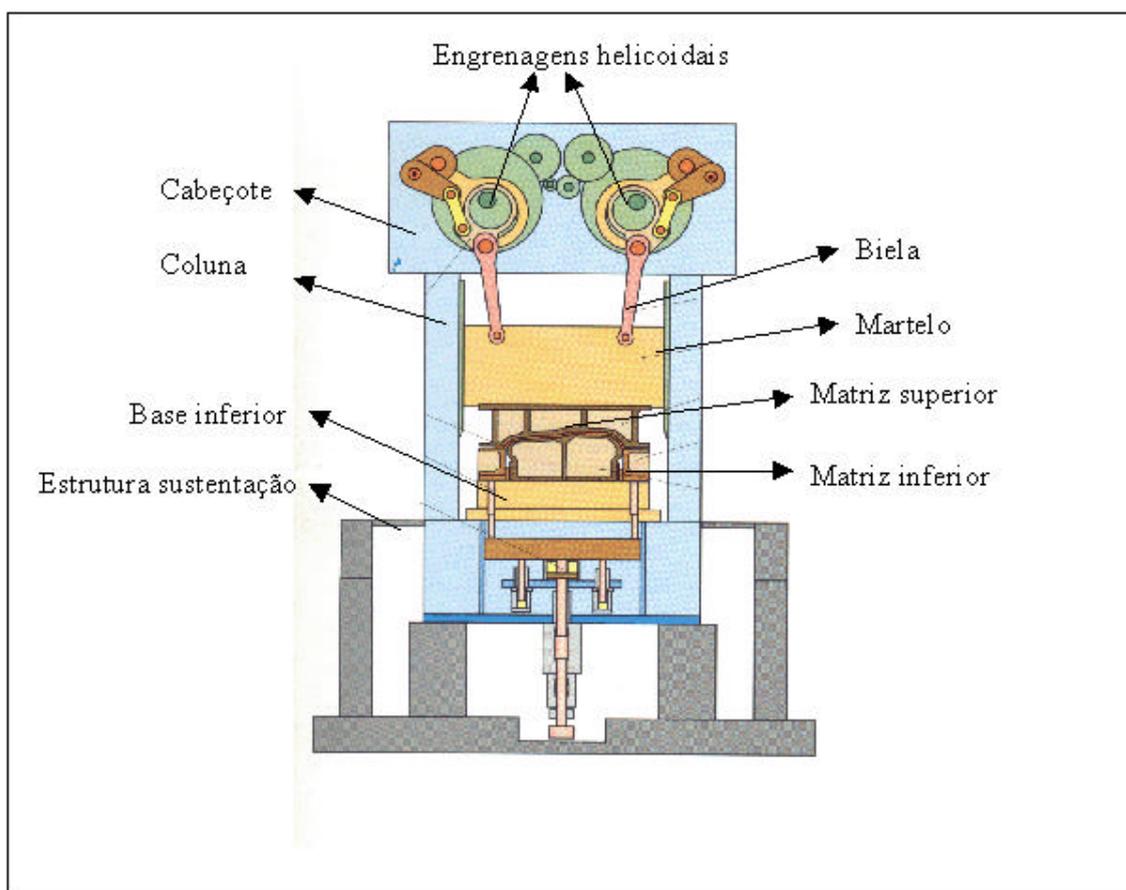


Figura 2.2 - Estrutura de uma prensa mecânica excêntrica.

### 2.2.2 - Sistemas de transmissão

A finalidade do mecanismo de acionamento do martelo é transformar o movimento circular do volante em movimento retilíneo do martelo. Normalmente a transmissão final do movimento é feita por um mecanismo tipo *link-drive* nas prensas de duplo efeito e por um mecanismo tipo biela-manivela nas prensas de simples efeito (Figura 2.3). As engrenagens são de dentes inclinados e duplos (helicoidais). Os mancais de deslizamentos são feitos de bronze com alta resistência ao desgaste e são lubrificados por um sistema automático.

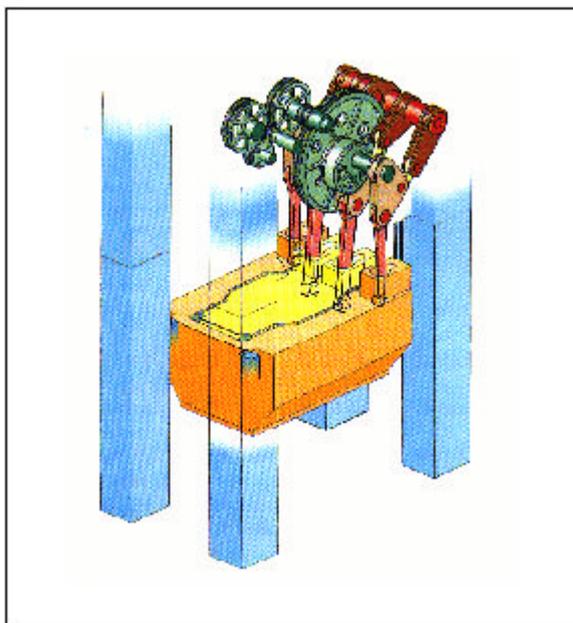


Figura 2.3 - Mecanismos de transmissão de uma prensa.

Na descida do martelo, entre o PMS (ponto morto superior) e o PMI (ponto morto inferior), as alavancas e bielas que compõem o mecanismo assumem diversas posições que são na maior parte do tempo desfavoráveis à aplicação da força de prensagem. Dessa forma, em uma prensa mecânica a força nominal só poderá ser utilizada quando o martelo estiver próximo ao PMI.

### 2.2.3 - Motor principal e volante de inércia

A finalidade do motor principal é acionar o volante e armazenar, neste último, a energia necessária para executar o trabalho de prensagem. A potência de saída para a prensa, a qual é determinada pela força, deslocamento e velocidade do martelo e perda de energia é fornecida pelo motor principal (Figura 2.4).

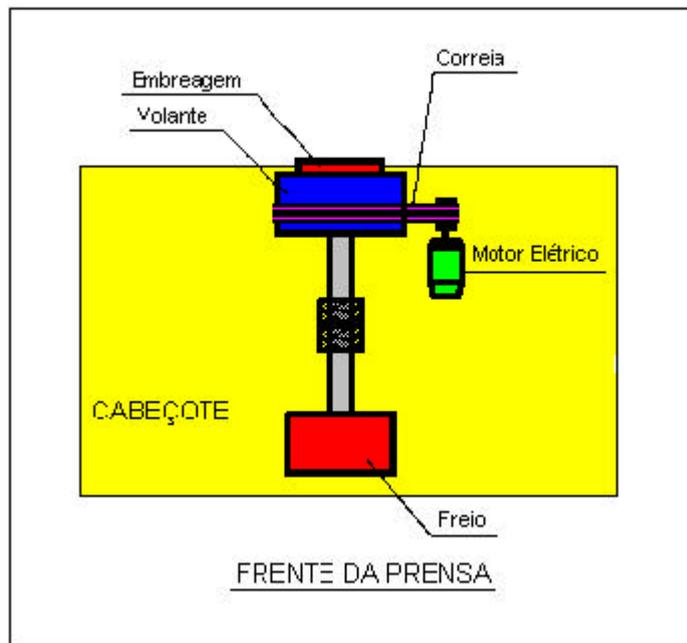


Figura 2.4 – Vista superior indicando o motor principal e o volante de inércia.

#### 2.2.4 - Freio e embreagem

A embreagem está montada na face do volante e sua função é transmitir o torque ao eixo de acionamento, enquanto o freio tem a função de parar o eixo de acionamento (Figura 2.5).

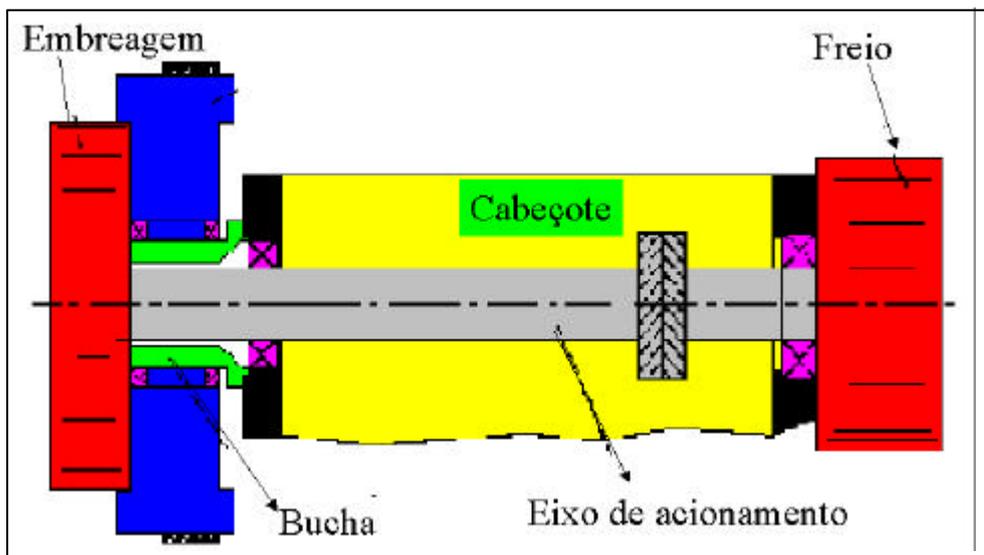


Figura 2.5 - Embreagem, freio e eixo de acionamento de uma prensa.

## 2.3 - Relações de forças em uma prensa

Geralmente, são válidas as seguintes relações em uma prensa cujo martelo tem um certo peso :

- Os termos força e trabalho são relacionados a uma terceira variável que é a distância.
- Aplicando-se uma força a uma certa distância têm-se a realização de trabalho, isso corresponde em um gráfico de força versus distância à área sob a curva (Figura 2.6).

Para um determinado valor de energia potencial, o trabalho armazenado no martelo é transferido para o punção no momento do impacto, sendo que a magnitude dessa força de estampagem é relativa ao deslocamento pelo qual a deformação na chapa metálica (peça) é conseguida. Essa força pode ser muito grande se o deslocamento na chapa (peça) for muito pequeno, e se ambas se igualam, pode resultar em perigo de ocorrência de danos na ferramenta e na própria prensa. Por outro lado, se a deformação estabelece-se com grandes deslocamentos, a energia potencial pode ser insuficiente para conformar a peça, sendo necessário repetir o golpe do martelo.

A carga nominal é a maior força permissível para operação em uma prensa, e o limite da mesma pode ser definido pelo nível de esforço para conformação ou pelas características de deflexão da estrutura. Na maioria dos casos, a estrutura da prensa é projetada para que a tensão na mesma seja pequena para conseguir o máximo possível de rigidez. A carga nominal é especificada em 30° antes do ponto morto central e a partir desse ponto, os componentes que transmitem a potência, tais como a biela, manivela, engrenagens e a embreagem, são projetados para o torque correspondente à força nominal da prensa .

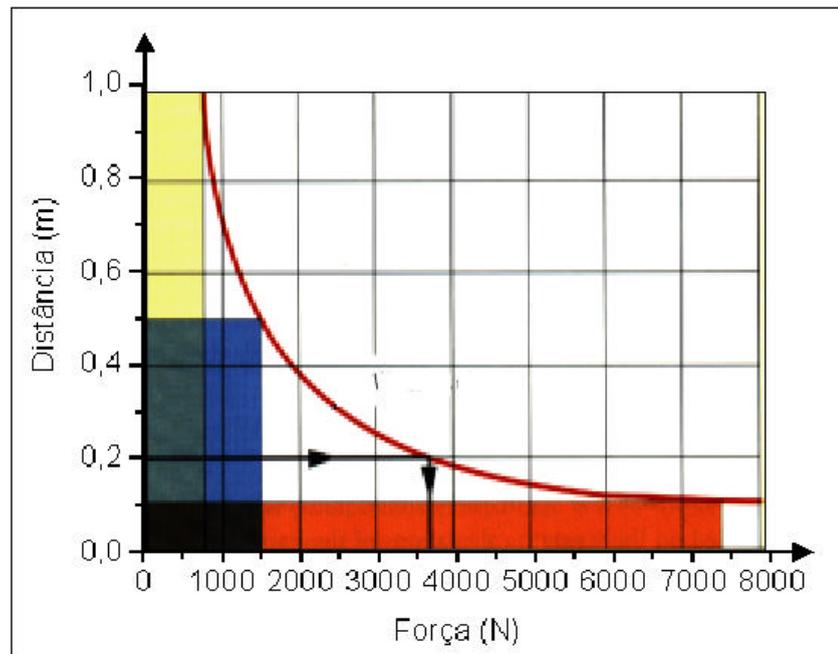


Figura 2.6 -Diagrama golpe-força mostrando o relacionamento entre a força e o golpe para trabalho constante.

## 2.4 - Mecanismos de geração de ruídos em estruturas sólidas

A resposta de estruturas para diversas tensões atuantes resultantes de forças, momentos e campos de pressão é o primeiro interesse nos estudos de controle de ruído. Neste contexto, o entendimento e a predição para a potência de entrada na estrutura, a resposta dessa estrutura excitada, e também a propagação da radiação sonora na estrutura e conexões, originando o som irradiado pela vibração da mesma, são fatores preponderantes (L.Vèr,1992).

Segundo Gerges (Gerges, 2000), os caminhos de transmissão da energia sonora podem ser por via aérea, e/ou por meio sólido, ou seja, som irradiado pela estrutura.

A propagação de uma onda acústica no ar se dá apenas por ondas do tipo longitudinal, isto é, a vibração das partículas ocorre na mesma direção da propagação da onda, enquanto que em sólidos existem vários tipos de ondas.

Os tipos de ondas possíveis em sólidos incluem ondas longitudinais, de cisalhamento, torsionais e de flexão, as quais proporcionam perfis diferentes de tensões.

Para uma onda propagar-se nos meios sólidos, líquidos ou gases, a mesma tem que ser capaz de armazenar energia alternadamente em formas potenciais e cinéticas.

Quando se fala de som irradiado por estrutura é importante fazer algumas distinções:

- 1- A amplitude de vibração da estrutura é linearmente proporcional à excitação. O deslocamento e a velocidade possuem a mesma direção que a propagação da onda, para onda do tipo longitudinal, e perpendicular para ondas de cisalhamento e de flexão.
- 2- A velocidade de propagação do som na estrutura depende do tipo de onda e das propriedades do material e da geometria (para ondas de flexão), independente das forças de excitação.
- 3- A velocidade de fase,  $c_0$ , é definida em termos de comprimento de onda,  $\lambda$ , que é a distância de propagação para que a fase da onda senoidal mude de  $360^\circ$ , e da frequência,  $f$ , através da seguinte expressão:

$$c_0 = \lambda f \quad (2.1)$$

#### 2.4.1 - Impedância mecânica

A impedância mecânica é a medida de como a estrutura resiste às forças ou momentos externos. Um entendimento da impedância mecânica é um requerimento necessário para a solução de muitos problemas de controle de ruído.

Assim, considerando uma força harmônica atuando em uma massa, mola ou um amortecedor ideal, do tipo:

$$F = \hat{F} e^{j\omega t} \quad (2.2)$$

e cuja resposta de velocidade também harmônica na forma :

$$v = \hat{v} e^{j\omega t} \quad (2.3)$$

então, a impedância é definida como :

$$z_f = \frac{F}{v} \quad \text{N.s/m.} \quad (2.4)$$

Se a força for substituída por um momento  $M$ , a impedância é dada por:

$$Z_m = \frac{M}{\dot{\hat{q}}} \quad (2.5)$$

onde  $\dot{\hat{q}}$  é a velocidade angular.

As forças, ou momentos, podem ser aplicados em um ponto de uma superfície, que deve ser larga o bastante para que não ocorra deformação plástica, e pode-se considerar que há uma proporcionalidade entre força e momento de impedância, como demonstrado na equação abaixo:

$$Z_M = l_M^2 Z_f \quad (2.6)$$

onde  $l_M$  é o fator entre as impedâncias de força e de momento, dado por Vér (L.Vèr, 1992, pág. 357).

#### 2.4.2 - Balanço de potência

Em um sistema qualquer, a potência de entrada,  $W_{entrada}$ , pode ser determinada em função dos valores instantâneos da força,  $F_t$ , e da velocidade correspondente,  $V_t$ , medida no ponto de aplicação da força, em um tempo,  $t$ , de integração, através da expressão:

$$W_{entrada} = \frac{w}{2p} \int_0^{2p/w} F(t) V(t) dt = \frac{1}{2} \left| \hat{F} \right| \left| \hat{V} \right| \cos \mathbf{q} = \frac{1}{2} \left| \hat{F} \right| \operatorname{Re} \left\{ \frac{1}{Z_f} \right\} \quad (2.7)$$

O balanço de potência determina que a potência introduzida por uma excitação qualquer em uma estrutura é dissipada ou transmitida para estruturas vizinhas, e é dado pela expressão:

$$W_{entrada} = W_d + W_{tr} + W_{rad} \quad (2.8)$$

onde a potência de entrada,  $W_{entrada}$ , é a soma entre a potência dissipada na estrutura,  $W_d$ , a potência transmitida para as estruturas conectadas,  $W_{tr}$ , e a potência irradiada na forma de energia sonora,  $W_{rad}$ .

O conhecimento da potência transmitida,  $W_{tr}$ , auxilia em trabalhos de identificação de problemas de ruídos e vibrações de sistemas, tais como as estruturas de uma prensa, através do cálculo das energias vibratórias e do conseqüente ruído irradiado. Não é uma tarefa simples, já que requer o conhecimento preciso dos esforços de excitação e das respectivas velocidades, bem como das informações das diferenças de fase entre estes sinais.

## 2.5 - Fontes e mecanismos de geração de ruído em prensas

Richards *et al* (1978,p.548) descreve os seguintes mecanismos típicos de geração de ruído em uma prensa:

- “1 - Aceleração ou desaceleração rápida do martelo de impacto, dando origem a uma perturbação de pressão que é irradiada como um simples pulso (ruído de aceleração);
- 2 - Perturbação da pressão devido à mudança da forma da peça estampada (pico de ruído);
- 3 - A mudança da forma ou volume pode ser seguido por uma vibração devido ao excesso de energia na deformação da peça causando ruído irradiado de vibração (ruído da peça);
- 4 - A energia inicial ou final contida pode vibrar elasticamente e irradiar som (ruído irradiado);
- 5 - Uma parcela desta energia pode ser transferida para a estrutura de fixação da prensa ou para o piso, fazendo-os vibrar e irradiar energia sonora (ruído irradiado);
- 6 - O processo de desaceleração pode ser acompanhado de uma expulsão de ar, a qual causa uma perturbação de pressão, podendo ser aerodinâmica (reativa) ou acústica (resistiva)”.

Pode-se ainda, acrescentar :

- 7 - O ruído irradiado devido ao impacto dos retalhos de chapa de aço nas calhas coletoras de saída e também o ruído associado à descarga de ar industrial de válvulas, a engrenagens, freio, embreagem e motores elétricos.

Em um processo impulsivo, como o de prensas, pode-se dizer que o ruído é gerado por dois mecanismos distintos:

O primeiro é a rápida aceleração ou desaceleração dos conjuntos da máquina ou da mudança da forma da peça, produzindo um pulso simples de ruído.

O segundo mecanismo é associado à energia vibratória armazenada na estrutura, fazendo-a vibrar e irradiar energia sonora. Este mecanismo depende do amortecimento estrutural e da eficiência de irradiação.

### 2.5.1 - O ruído de aceleração

O ruído de aceleração é associado fundamentalmente com o processo de impacto. Nesse processo as variáveis mais importantes são o tempo de contato, o volume do corpo e a velocidade de impacto.

Holmes (*apud* Richards, 1978, p.554) desenvolveu a seguinte expressão para a energia de ruído de aceleração total originada de lentas colisões de corpos de forma arbitrária:

$$E_{acc} = \mathbf{r}_0 L^3 v_0^2 \left( \frac{L}{c_0 t_0} \right)^5 \quad (2.9)$$

onde

$\mathbf{r}_0$  é a densidade do meio,

$L$  é a dimensão típica do corpo,

$v_0$  velocidade de impacto,

$c_0$  velocidade do som no ar,

$t_0$  o tempo de contato entre os corpos.

Pode-se relacionar o nível de pressão sonora de pico,  $P_0$ , obtido de uma grande distância,  $r$ , dos corpos, pela expressão:

$$E_{acc} = \int_s \int_t \frac{P^2}{\mathbf{r}_0 c_0} ds dt \approx \frac{P_0^2 r^2 t_0}{\mathbf{r}_0 c_0} \quad (2.10)$$

Conseqüentemente, as Equações (2.9) e (2.10), levam a :

$$P_0 \approx \frac{\mathbf{r}_0 L^4 v_0}{c_0^2 t_0^3 r} \approx \mathbf{r}_0 c_0 v_0 \left( \frac{L}{r} \right) \left( \frac{c_0 t_0}{L} \right)^{-3} \quad (2.11)$$

onde se pode verificar que o pico de pressão sonora originado do impacto tem uma variação inversa com o cubo do tempo de impacto,  $t_0$ , e direta com a velocidade de impacto,  $v_0$ .

Em experimentos com dois corpos esféricos impactando, Koss e Alfredson (*apud* Richards, 1978, p.556), demonstraram que a relação geral entre o pico de pressão sonora e a duração do impacto é dada por

$$\begin{aligned} p(r, \mathbf{q}, t') = & \frac{\mathbf{r}_0 A_0 a^3 \cos \mathbf{q}}{4(b^4 + 4l^4)2r^2} \left\{ \left( \frac{2r}{a} - 1 \right) [(8l^3 b - 4lb^3) \cos bt' + 8b^2 l^2 \text{sen} bt'] + \right. \\ & - 4b \text{sen} bt' - (8l^3 + 4b^3 l) \cos bt' + \left( \frac{2r}{a} - 1 \right) [(4b^3 l - 8bl^3) \cos lt' + \\ & \left. - (8bl^3 + 4bl) \text{sen} lt'] e^{-lt'} + [(4b^3 l - 8bl^3) \cos l(t' - \frac{\mathbf{P}}{2l}) - (8bl^3 + 4b^3) \right. \\ & \left. \text{sen}(t' - \frac{\mathbf{P}}{2l})] e^{lt'} \right\} + \frac{\mathbf{r}_0 A_0 a^3 \cos \mathbf{q} \text{sen} bt'}{2r^2} \end{aligned} \quad (2.12)$$

onde 
$$b = \frac{\mathbf{P}}{t_0} \quad (2.13)$$

e 
$$l = \frac{c}{a} \quad (2.14)$$

Sendo que  $A_0$  é a amplitude do pico de aceleração,  $r$  é a distância radial do ponto de impacto,  $a$  é o raio da esfera,  $t'$  é tempo de retardo,  $t - (r - a)/c$ , e  $\mathbf{q}$ , o ângulo de azimute do observador.

Se as pressões de uma ou duas esferas incluem as variações de azimute apenas em termos de  $\cos \mathbf{q}$  na Equação (2.12), a mesma pode ser simplificada para a seguinte forma:

$$p(r, \mathbf{q}, t') = P_0(r, t') \cos \mathbf{q} \quad (2.15)$$

onde  $P_0(r, t')$  é a pressão ao longo do eixo de impacto, que pode ser aproximada por

$$P_0(r,t) = \frac{\mathbf{r}_0 a c_0 v_0}{2(4\mathbf{d}^4 + 1)r} \left\{ (2\mathbf{d}^2 - 1) \cos \frac{\mathbf{p}t}{t_0} + 2\mathbf{d} \operatorname{sen} \frac{\mathbf{p}t}{r_0} + \left[ (1 - 2\mathbf{d}^2) \cos \frac{c_0 t}{t_0} - (2\mathbf{d}^2 + 1) \operatorname{sen} \frac{c_0 t}{a} \right] e^{ci/a} \right\} \quad (2.16)$$

onde  $\mathbf{d}$  é a duração do contato adimensional,

$$\mathbf{d} = \frac{c_0 t_0}{\mathbf{p}a} = \frac{l}{b} \quad (2.17)$$

e

$$A_0 = \frac{v_0 \mathbf{p}}{2 t_0} \quad (2.18)$$

Considerando,

$$\mathbf{t} = \frac{t}{t_0}, \quad (2.19)$$

$$\mathbf{g} = \operatorname{sen}^{-1} \left( \frac{2\mathbf{d}}{\sqrt{4\mathbf{d}^4 + 1}} \right) \quad (2.20)$$

$$\mathbf{c} = \operatorname{sen}^{-1} \left\{ \frac{(2\mathbf{d}^2 + 1)}{\sqrt{2} \sqrt{4\mathbf{d}^4 + 1}} \right\} \quad (2.21)$$

a expressão para pressão  $P_0$  pode ser simplificada para :

$$P_0 = \left( \frac{\mathbf{r}_0 a c_0 v_0}{2\sqrt{4\mathbf{d}^4 + 1}} \right) r \left[ \cos(\mathbf{p}t - y) + \sqrt{2} e^{\mathbf{p}dt} \cos(\mathbf{p}dt + x) \right] \quad (2.22)$$

Porém, na prática, o valor geral de  $\frac{P_{0\max}}{\mathbf{r}_0 c_0 a v_0}$  pode ser escrito como

$1,207\sqrt{4\mathbf{d}^4 + 1}$  para uma esfera e se convertido para outras formas, finalmente fica

$$\frac{P_{0\max}}{\mathbf{r}_0 c_0 v_0 (\text{vol})^{1/3}} = \frac{1,5}{\sqrt{\left\{ c_0 t_0 / \text{vol}^{1/3} \right\}^4 + 4}} \quad (2.23)$$

Em um processo de impacto de dois corpos de aço, o pico de pressão sonora, pode ser formulado da seguinte forma:

$$NPS_{\max} = 10 \log \left[ \frac{P_0^2}{(2 \times 10^{-5})^2} \right] \quad (2.24)$$

para  $d \leq 1$

$$NPS_{\max} + 20 \log r = 117 + 20 \log v_0 + 7 \log(\text{massa}) - A \quad (2.25)$$

e para  $d \geq 1$ :

$$NPS_{\max} + 20 \log r = 117 + 20 \log v_0 + 7 \log(\text{massa}) - 40 \log d - A \quad (2.26)$$

onde  $A$  é a variável, em dB, dependente da frequência, representando a curva de ponderação A.

Um ruído de aceleração típico é a aceleração originada de um impacto de dois corpos que é mostrado na Figura 2.7. O duplo impulso é gerado durante o período de contato, e depende da aceleração e desaceleração dos dois corpos, da distorção da peça ou de metal batendo em metal, durante determinado período de impacto. Isso é seguido de um período de reverberação associado com a vibração dos corpos.

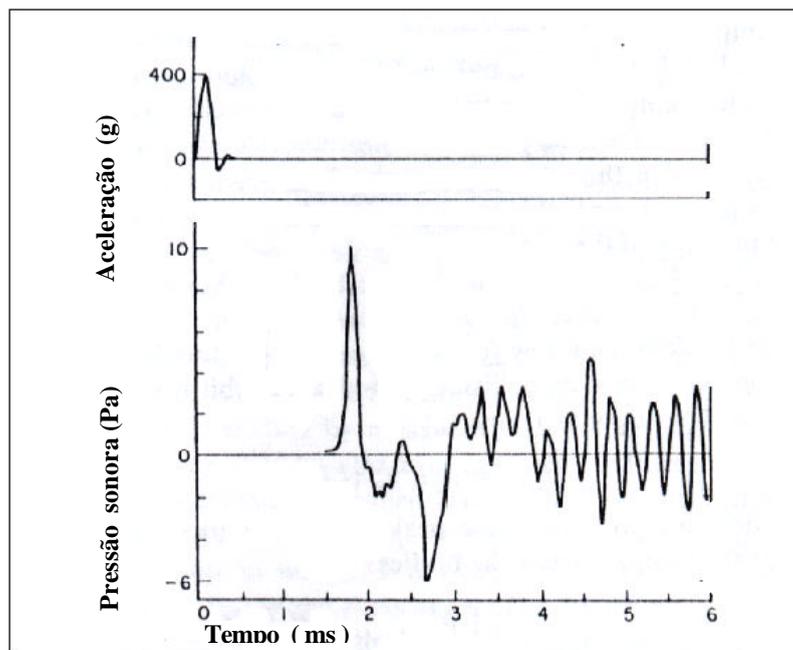


Figura 2.7 - Aceleração típica e sinal de pressão sonora de impacto de cilindros

Por outro lado, os picos de níveis de pressão sonora originados de impacto de dois corpos são altamente sensíveis em função da direção do eixo do impacto e, freqüentemente, as posições dos operadores são em tais regiões, indicando que esses processos são inerentemente perigosos. Isso pode ser verificado na Figura 2.8, na distribuição polar do pico de pressão para cilindros de 100 mm de diâmetro, cujos ângulos foram medidos na direção do eixo de impacto em duas situações :

- a) Impacto de corpos de metal duro para metal, com tempo de contato,  $t_0$ , de 0,3 mili-segundos.
- b) Impactos de corpos com borracha inserida entre ambos, com tempo de contato,  $t_0 = 2$  mili-segundos.

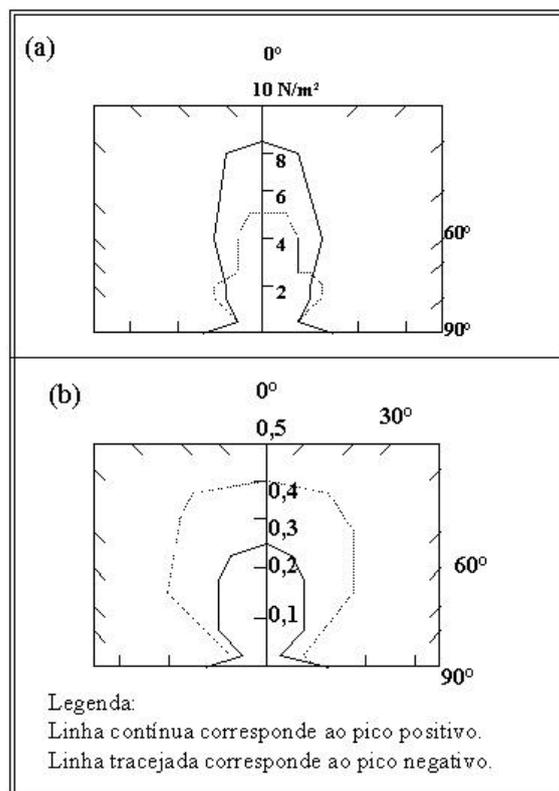


Figura 2.8 - Distribuição polar do pico de pressão para impactos de cilindros de 100 mm de diâmetro.

Em experimentos com duas esferas colidindo, Richards *et al* (1978, p.567), demonstrou que a energia de aceleração de ruído irradiada é função da duração do tempo de impacto e do volume dos corpos, dada por:

$$\mathbf{d} = \frac{c_0 t_0}{\sqrt[3]{Vol}} \quad (\text{adimensional}) \quad (2.27)$$

e, na prática, a expressão para a energia de radiação por aceleração pode ser reduzida a uma forma normalizada, como segue,

para  $\delta \leq 1$ ,

$$\frac{\mathbf{m}_{acc}}{2} = \frac{E_1}{\frac{1}{2} r_0 (Vol) \mathbf{m}_0^2} = 0,7 \quad (2.28)$$

e para  $\delta > 1$ :

$$= 0,7 \mathbf{d}^{-3,2} \quad (2.29)$$

Para a colisão de metal com metal,  $\delta$  pode ser assumido como  $\leq 1$ .

Richards *et al* (1978, p.568), para determinar a importância do ruído de aceleração de um martelo industrial, de peso 1 tonelada, realizou medições de pressão sonora em pontos ao redor do estampo para um escala de diferentes velocidades de impactos e duração de impactos.

Medições em um martelo pendular mostraram que, teoricamente e na prática, a desaceleração do corpo é direcional, com o valor máximo na direção do eixo do impacto, e dessa forma pode ser esperado para radiar som verticalmente para cima da superfície do martelo, enquanto que para a superfície inferior pode ser refletida em várias direções.

A Figura 2.9 mostra o histórico temporal da pressão sonora medido a 1 metro, na posição do ouvido do operador, devido ao impacto de um martelo de 1 tonelada com velocidade,  $v_0$ , de 4 m/s. Os picos iniciais foram observados mais fortemente no eixo vertical, mas não foram significativos no plano do impacto. Essas observações sugerem que esses sinais são devidos ao ruído de aceleração do martelo.

Assim, os mecanismos de ruído de aceleração dominantes são os que se relacionam com o tempo de impacto e, de forma geral podem ser associados com

a folga entre os dentes das engrenagens, golpe de metal para metal, de engrenagens, mancais e juntas, etc .

Quando corpos elásticos impactam entre si, o ruído de aceleração emitido durante o período de contato é acompanhado de um ruído acústico originado de vibrações dos dois corpos. O ruído continua até que toda a energia vibratória tenha sido irradiada como som ou dissipada no sistema estrutural. Assim, a energia da máquina que não é usada no processo de trabalho é dissipada internamente como calor ou irradiada como ruído .

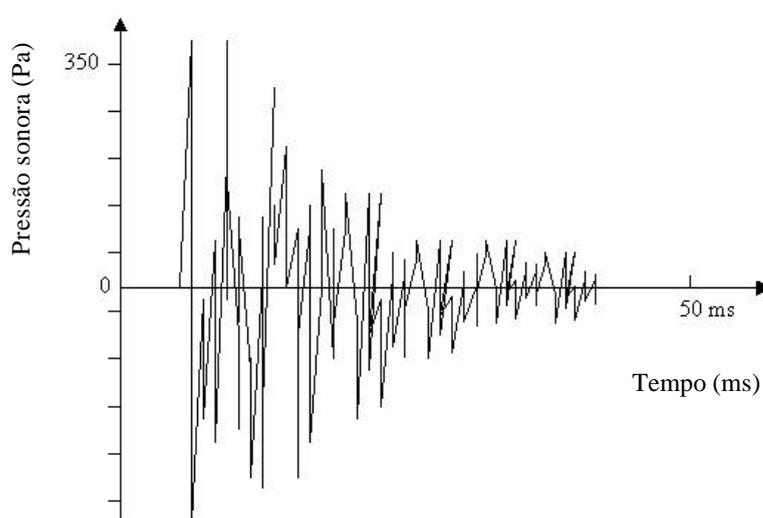


Figura 2.9 - Histórico temporal da pressão sonora, medida a 1 metro, devido ao impacto de um martelo de uma tonelada, na posição do ouvido do operador .

### 2.5.2 - O ruído irradiado

Em processos impulsivos, como o de prensas, são induzidas nas estruturas ondas de flexão que correspondem à energia vibratória gerada na área de trabalho. Essas ondas são dissipadas pela irradiação de energia como ruído acústico, pelo amortecimento estrutural, ou pela transmissão para o piso e outras partes da máquina.

A fração de energia irradiada como ruído acústico depende do balanço entre amortecimento acústico e estrutural. Se não houver perda de energia para o piso, a energia vibracional de entrada pode ser equalizada como a soma da que é

irradiada como energia sonora e a que é absorvida como calor, conforme exposto na Equação (2.30).

$$W_{entrada} = W_{radiada} + W_{estrutura} \quad (2.30)$$

A capacidade de um corpo de dissipar energia depende do seu amortecimento interno e do seu volume.

É comum representar o amortecimento na forma do fator de perda,  $h_s$ , o qual é a fração da energia vibratória que é absorvida por radiano de oscilação, pela expressão:

$$W_{diss} = \omega h_s E_{vib} = \omega h_s r_s S \langle \bar{v} \rangle^2 \quad (2.31)$$

onde:

$\langle \bar{v} \rangle^2$  é velocidade de superfície média quadrada, no tempo ( $\bar{\quad}$ ) e no espaço ( $\langle \quad \rangle$ ).

$r_s$  é a densidade de superfície;

$S$  é a área da superfície vibrante em  $m^2$ ;

$\omega$  é a frequência angular em radianos/s;

e  $E_{vib}$  é a energia vibratória inicial.

A potência sonora irradiada relaciona-se com a característica de impedância do ar através da seguinte equação

$$W_{rad} = r_0 c_0 S \langle \bar{v} \rangle^2 s_{rad} \quad (2.32)$$

onde

$s_{rad}$ , é a eficiência de radiação.

$r_0$  e  $c_0$  são a densidade e velocidade do som do ar.

Portanto, para a determinação do ruído irradiado, originado de vibrações, é necessário conhecer para cada componente estrutural, a eficiência de radiação,  $s_{rad}$ , a área da superfície vibrante,  $S$ , e a amplitude da velocidade de vibração média quadrática em tempo e espaço,  $\langle \bar{v} \rangle^2$ .

### 2.5.3 - Ruído de puncionamento

Em prensas, os punções são os dispositivos instalados nas matrizes cuja finalidade é conformar, cortar, furar, dobrar ou extrudar a peça metálica sendo que os mesmos podem ter formatos e dimensões diversas de acordo com a aplicação.

A duração do tempo do ruído de puncionamento é praticamente igual à duração do pulso devido ao impacto, sendo registrados níveis de picos de pressão sonora de até 130 dB durante os processos de puncionamento em prensas. É, também, fortemente dependente da força máxima requerida e da sua variação com o tempo.

Os níveis de ruído de puncionamento podem ser relacionados com o esforço cortante ( $S_s$ ), dimensão do furo ( $d$ ), espessura do metal ( $h$ ), desenho do punção (plano, inclinado, de corte), velocidade do impacto do punção, e com a abertura entre punção e matriz (Noise control engineering, Set., 1975).

Stewart, Bailey e Daggerhart, (Stewart *et al*, 1975), em um trabalho de pesquisa sobre a relação da contribuição da radiação sonora durante o puncionamento em uma prensa, das vibrações de componentes da máquina e da peça, realizou experimentos nos quais a área da chapa metálica (peça) foi variada e também os diâmetros de punções e matrizes.

Teoricamente, essas variações não causaram reações de forças na máquina e, portanto, nenhum efeito na irradiação sonora, porém, o ruído irradiado pela chapa de alumínio tipo T6 660 (peça), cresceu com o aumento de sua área e, também quando se variou o diâmetro de punção e matriz (Figura 2.10).

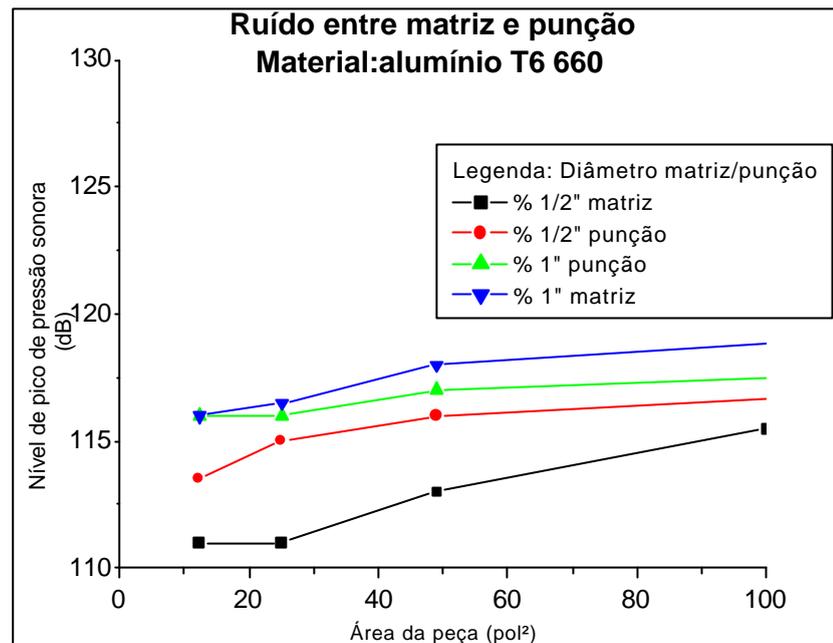


Figura 2.10 - Nível de pico de ruído produzido por um golpe de punção/matiz com variação da área da peça e diâmetros matriz/punção.

#### 2.5.4 - Ruído de descarga de ar comprimido

Nas prensas as maiores fontes de ruído de descarga de ar são o freio, a embreagem, as válvulas pneumáticas de comando do freio e embreagem, as válvulas de comando da automatização das ferramentas (matrizes) e os sistemas pneumáticos de extração de peças.

Os níveis de pressão sonora produzidos na região do operador são freqüentemente maiores que 110 dB, com um máximo ocorrendo na faixa de freqüência de 8 kHz.

Gerges (2000, p.532) cita que “os ruídos de jatos são uma fonte comum nos meios industriais. O ruído de ar comprimido industrial é considerado a segunda fonte de ruído causadora do alto índice de perda auditiva, sendo excedido somente pelo ruído de impacto de máquinas”.

O ruído de jato ocorre a partir de descargas de mecanismos pneumáticos e condições de fluxos intermitentes e turbulentos. A emissão da energia sonora é proporcional à velocidade do escoamento, principalmente quando for turbulento, e esta turbulência não depende somente da saída da descarga como também dos

obstáculos do jato. Um aumento de até 10 dB no nível de pressão sonora pode ocorrer em descargas de ar comprimido com o jato obstruído (Figura 2.11).

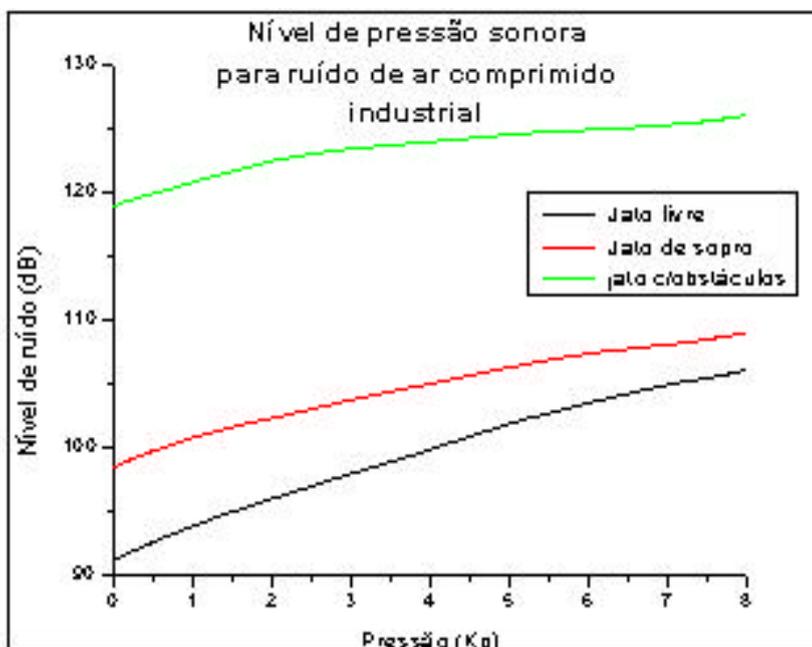


Figura 2.11 - Níveis de ruído para jatos livres e obstruídos (Noise control engineering, Dez. 1974).

### 2.5.5 - Ruídos de motores elétricos

O motor elétrico representa o ruído de origem contínua, nas prensas, sendo um complexo gerador de ruídos, devido às vibrações de seus componentes, transmissão e irradiação de ruído estrutural, e ao fluxo turbulento do ar de refrigeração.

O ruído em motores elétricos pode ser classificado em três categorias: mecânico, aerodinâmico, e magnético.

O ruído mecânico está associado ao desbalanceamento do rotor, mancais, rolamentos, e fricção das escovas.

O ruído aerodinâmico é criado por vórtices e fluxo turbulento do ar de refrigeração, produzidos pelas pás do rotor em movimento.

O ruído magnético é originado pelas forças magnéticas que atuam no estator e no rotor, através do espaço de ar, sendo uma função da densidade do fluxo magnético, do número e forma dos pólos, do número e forma das ranhuras e da geometria do espaço de ar.

O espectro do ruído gerado por via aérea dos motores elétricos, pode ser quantificado através do nível de potência sonora,  $NWS$ , em bandas de 1/1 oitava, conforme a seguinte equação, desenvolvida por Bolt-Beranek (Gerges, 2000)

$$NWS = K + 20 \log(HP) + 15 \log(N) - 7 \quad [\text{dB}] \quad (2.33)$$

onde

$N$  é a velocidade do motor, em rpm.

$HP$  é a potência, em HP.

$K$  é uma constante que depende de cada banda de 1/1 oitava (Tabela 2.1).

Tabela 2.1 - Fator K usado na Equação (2.33)

Frequência (Hz) Banda de 1/1	31,5	63	125	250	500	1K	2K	4K	8K
Valor da constante K	7	9	13	15	16	16	14	7	0

## 2.6 - A eficiência de radiação de corpos sólidos

A eficiência de radiação representa a capacidade de uma superfície vibrante de irradiar som, sendo definida como

$$s_{rad} = \frac{W_{rad}}{r_0 c_0 S \langle \bar{v}^2 \rangle} \quad (2.34)$$

sendo  $\langle \bar{v}^2 \rangle$  a velocidade média quadrada em tempo-espaço, da superfície vibrante de área,  $S$ ;  $W_{rad}$  a potência sonora;  $r_0$  a densidade do meio e  $c_0$ , a velocidade do som no meio.

É importante verificar que a eficiência de radiação depende não somente da geometria do corpo irradiante, mas também do modo como vibra. Observa-se que conhecidas a eficiência de irradiação e a velocidade de vibração de um componente estrutural, pode-se determinar a potência sonora irradiada por este componente.

A eficiência de radiação para qualquer corpo é definida conforme a Equação (2.34), e pode ser escrita da forma logarítmica como:

$$10\log W_{rad} = 10\log(r_0 c_0) + 10\log(S) + 10\log\langle \bar{v} \rangle^2 + 10\log \mathbf{s}_{rad} + 10\log A \quad (2.35)$$

O último termo foi adicionado para proporcionar o cálculo da potência sonora irradiada em escala ponderada  $A$ . O termo “ $10\log A$ ” é uma função da frequência, somente.

### 2.6.1 - Eficiência de radiação de corpos pulsantes

Para uma esfera de raio  $a$ , pulsando em uma frequência  $\omega$ , a eficiência de radiação  $\mathbf{s}_{rad}$  é dada por Richards (Richards *et al*, 1979, p.421-a) como

$$\mathbf{s}_{rad} = \frac{(ka)^2}{1 + (ka)^2} \quad (2.36)$$

onde,  $k$ , o comprimento de onda é definido como :

$$k = \frac{\omega}{c_0} = \frac{2\pi f}{c_0} \quad (2.37)$$

Para valores altos de  $ka$ , a eficiência de radiação é unitária e para pequenos valores de  $ka$ , a eficiência de radiação é pequena, ou seja:

$$\mathbf{s}_{ad} \approx (ka)^2, \quad ka \ll 1 \quad (2.38)$$

As curvas de  $10\log\sigma_{rad}$  em função da frequência para uma série de esferas (corpos pulsantes), são mostradas na Figura 2.12.

### 2.6.2 - Eficiência de radiação de corpos oscilantes

A eficiência de radiação de uma esfera oscilante movendo-se com um movimento periódico  $v = v_0 e^{i\omega t}$  é dada por Richards (Richards *et al*, 1979, p.423-b) como sendo

$$\mathbf{s}_{rad} = \frac{(ka)^4}{\{4 + (ka)^4\}} \quad (2.39)$$

e na Equação (2.35) o valor da velocidade de vibração fica:

$$\langle \bar{v}^2 \rangle = \frac{v_0^2}{6} \quad (2.40)$$

A Figura 2.13, apresenta curvas de  $10 \log \sigma_{\text{rad}}$  em relação à frequência, para uma série de volumes de esferas (corpos oscilantes).

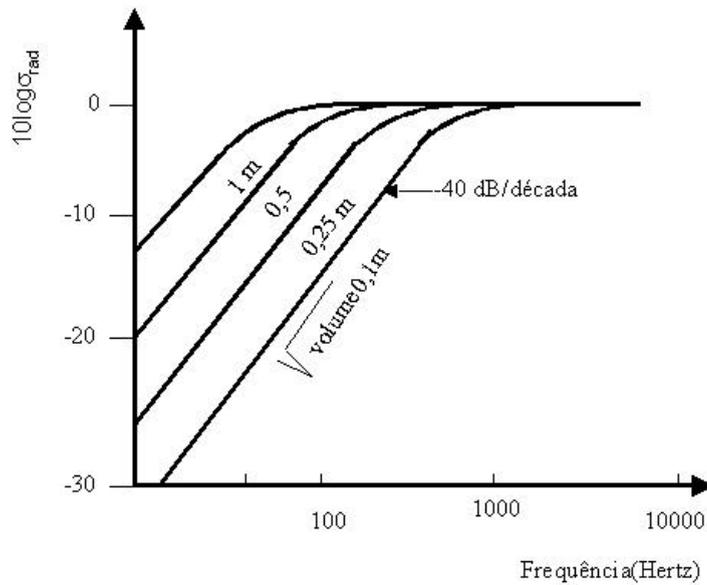


Figura 2.12 - Eficiência de radiação de corpos pulsantes (Richards *et al*, 1979).

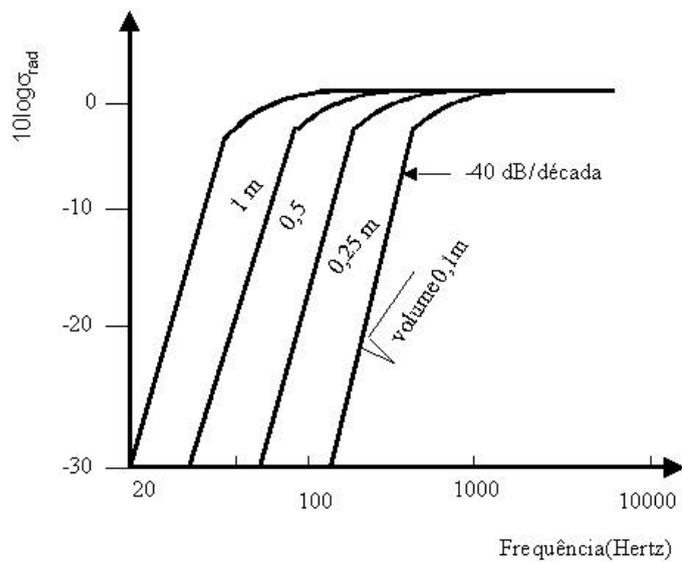


Figura 2.13 - Eficiência de radiação de corpos oscilantes (Richards *et al*, 1979).

### 2.6.3 - Eficiência de radiação de placas finitas

A estrutura de uma prensa é composta, em grande parte, de placas vibrantes, sendo necessário entender o carregamento do fluido e dos parâmetros estruturais na eficiência de radiação das mesmas, a fim de que se possam fazer estimativas teóricas da radiação sonora e aplicar medidas de controle de ruído.

Estruturas sólidas suportam tensão de cisalhamento e, devido a isso permitem a propagação de dois tipos de ondas vibracionais: longitudinais e transversais.

#### 2.6.3.1 - Ondas Longitudinais Transversais e de Flexão

As ondas longitudinais apresentam velocidade de deslocamento da partícula colinear com a direção de propagação da frente de onda. A Figura 2.14 apresenta as deformações longitudinais de um elemento de placa.

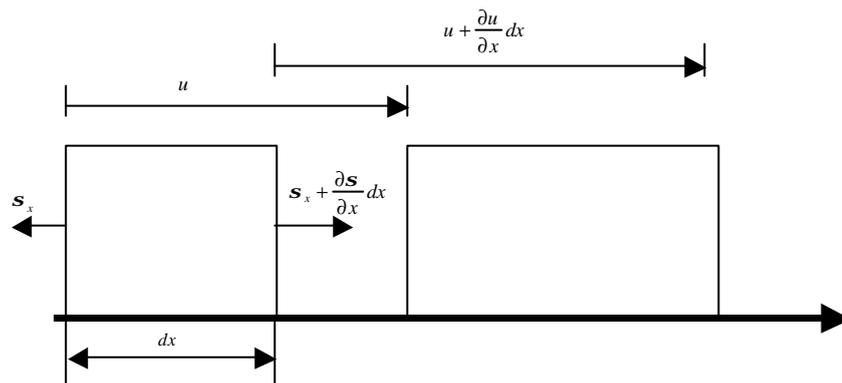


Figura 2.14 - Deformação de onda longitudinal e tensão direta.

As ondas transversais apresentam deslocamento de partícula perpendicular à direção de propagação da frente de onda. A Figura 2.15 apresenta a deformação de um elemento de placa causado por uma onda transversal.

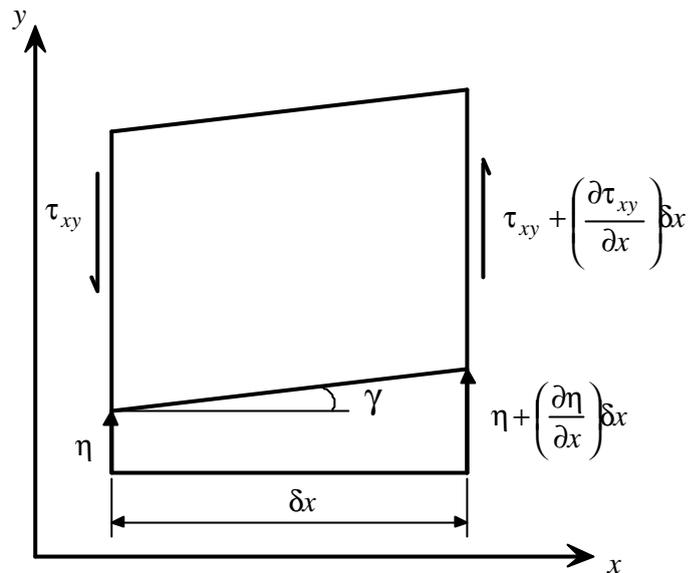


Figura 2.15 - Elemento de placa, deformação decorrente da propagação de uma onda transversal pura.

A presença de superfícies livres de tensão em placas imersas em gases tem um efeito significativo nas formas de onda que a placa é capaz de suportar. A necessidade de restrição no deslocamento normal à superfície livre de tensões permite que uma deformação lateral significativa seja produzida por forças internas atuando paralelamente a superfícies. Isto é chamado de "efeito de Poisson". Desta forma, não existem ondas puramente longitudinais em placas mas sim ondas quase-longitudinais .

Ondas transversais que atuam no plano da placa produzem deslocamentos paralelos ao plano médio da placa, não sendo, assim, afetadas pela condição de tensão livre nas superfícies paralelas.

Quando uma onda longitudinal incide de forma oblíqua sobre a superfície de tensão livre, esta gera na estrutura uma onda longitudinal refletida e uma onda transversal. Este processo produz na placa ondas de flexão. Neste caso, os deslocamentos das partículas têm componentes normais e paralelas à direção de propagação da onda.

As ondas de flexão apresentam uma característica que afeta significativamente a interação acústica com o meio adjacente. São ondas dispersivas, ou seja, propagam-se com velocidade dependente da frequência, lembrando-se que a velocidade de propagação do som em fluidos não depende da frequência.

### 2.6.3.2 - Ondas Quase-Longitudinais em placas uniformes

Em uma deformação puramente longitudinal de um sólido uniforme e homogêneo, conforme apresentado na Figura 2.15, a relação de tensão-deformação longitudinal é obtida através da Lei de Hooke simples, e pode ser escrita como (Fahy, 2001a)

$$\mathbf{s}_{xx} = B \left( \frac{\partial \mathbf{x}}{\partial x} \right) \quad (2.41)$$

onde  $B$  é dado por:

$$B = \frac{E (1-\mathbf{n})}{(1+\mathbf{n}) (1-2\mathbf{n})} \quad (2.42)$$

onde  $E$  é o módulo de Young e  $\mathbf{n}$  é coeficiente de Poisson.

Para placas uniformes, em que apenas duas superfícies livres de uma faixa de seção retangular estão livres de tensão e apenas a deformação normal à superfície da placa é possível,  $B$  pode ser escrito como:

$$B = \frac{E}{(1-\mathbf{n}^2)} \quad (2.43)$$

e a velocidade de propagação da onda quase-longitudinal é dada por:

$$c_l = \sqrt{\frac{E}{\mathbf{r} (1-\mathbf{n}^2)}} \quad (2.44)$$

### 2.6.3.3 - Propagação de ondas de flexão em placas

A equação diferencial do movimento de flexão livre, unidirecional de uma placa fina, homogênea e uniforme pode ser escrita como (Fahy, 2001b)

$$D \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + m_s \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = 0 \quad (2.45)$$

onde  $D$  é o módulo de rigidez da placa e  $m_s$  é a massa por unidade de área e,  $w$  é a coordenada de deslocamento.

Considerando uma onda harmônica de frequência  $\omega$  para a forma de flexão da placa

$$w = w_0 e^{i(\omega t - k_f x)} \quad (2.46)$$

onde  $k_f$  é o número de onda de flexão.

Levando (2.45) em (2.44) após calcular as derivadas de  $w$  em relação à  $x$  e a  $t$  obtém-se

$$Dk_f^4 = m_s \omega^2 \quad (2.47)$$

$$k_f = \sqrt{\omega} \sqrt[4]{\frac{m_s}{D}} \quad (2.48)$$

A velocidade de propagação de onda de flexão livre é dada por

$$c_f = \frac{\omega}{k_f} \quad (2.49)$$

Substituindo (2.47) em (2.48) é possível escrever:

$$c_f = \sqrt{\omega} \sqrt[4]{\frac{D}{m_s}} \quad (2.50)$$

A Equação (2.50) pode ser escrita como:

$$c_f = \sqrt{1,8 f c_l h} \quad (2.51)$$

Assim, através da Equação (2.51) constata-se o que já foi dito anteriormente neste capítulo, as ondas de flexão são dispersivas pois apresentam velocidade de propagação dependente da frequência.

#### 2.6.3.4 - Frequência de Coincidência

Em vibroacústica existe um fenômeno chamado de coincidência entre os comprimentos das ondas de flexão em placas e ondas acústicas. Neste fenômeno existe uma frequência chamada de coincidência onde a velocidade da onda de flexão  $c_f$  é igual a velocidade do som no fluido circundante. Assim, pode-se escrever

$$c_0 = c_f \quad (2.52)$$

Substituindo (2.50) em (2.52) obtemos:

$$c_0 = \sqrt{\mathbf{w}^4} \sqrt{\frac{D}{m_s}} \quad (2.53)$$

Desta forma, tem-se que a freqüência de coincidência pode ser calculada pela expressão

$$f_c = \frac{c_0^2}{2\mathbf{p}} \sqrt{\frac{m_s}{D}} \quad (2.54)$$

### 2.6.3.5 - Impedância de irradiação sonora

A velocidade normal à placa, devido à onda de flexão, com variação harmônica com o tempo pode ser expressa na forma complexa

$$u_n(x, t) = \tilde{A} e^{i(\omega t - kx)} \quad (2.55)$$

onde  $k$  é o número de onda e  $\tilde{A}$  é a amplitude complexa de pressão sonora.

A pressão sonora é dada pela forma bidimensional da Equação de Helmholtz, que é dada por:

$$\frac{\partial^2 \tilde{p}(x)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \tilde{p}(x)}{\partial y^2} + k^2 \tilde{p}(x) = 0 \quad (2.56)$$

A solução geral da Equação (2.56) é dada por:

$$\tilde{p}(x, y) = \tilde{B} e^{-ik_x x} e^{-ik_y y} \quad (2.57)$$

$$k_x^2 + k_y^2 = k^2 \quad (2.58)$$

onde  $k_x$  é a componente em  $x$  do número de onda do som no meio  $k$ .

$k_y$  é a componente em  $y$  do número de onda  $k$ .

$\tilde{B}$  é a amplitude complexa de pressão sonora.

A condição física a ser obedecida referente à velocidade de propagação da onda de flexão, que deve ser igual à componente em  $x$  da velocidade de partícula no meio na direção  $x$ , permite escrever

$$k_x = k_f \quad (2.59)$$

Substituindo (2.59) em (2.58), obtém-se

$$k_y^2 = k^2 - k_f^2 \quad (2.60)$$

A condição de contorno é dada por

$$\frac{\partial P}{\partial y} = -ik_y B e^{-ik_f x} = -i\omega \mathbf{r}_0 \tilde{u}_n = -i\omega \mathbf{r}_0 \tilde{A} e^{-ik_f x} \quad (2.61)$$

A solução do campo de pressão toma a forma :

$$\tilde{p}(x, y) = \omega \mathbf{r}_0 \tilde{A} (k^2 - k_f^2)^{-1/2} e^{-ik_x x} e^{-i\sqrt{k^2 - k_f^2} y} \quad (2.62)$$

A impedância da onda sonora irradiada pode ser expressa por

$$z(k) = \frac{\tilde{p}(x, 0)}{\tilde{u}(x, 0)} \quad (2.63)$$

Substituindo as Equações (2.55) e (2.62) em (2.63) obtém-se:

$$z(k) = \frac{\omega \mathbf{r}_0}{\sqrt{k^2 - k_f^2}} = \frac{\mathbf{r}_0 c_0}{\sqrt{1 - \left(\frac{k_f}{k}\right)^2}} \quad (2.64)$$

Analisando-se fisicamente a Equação (2.64) verifica-se que:

➤ Se o número de onda de flexão  $k_f$  é menor que o número de onda acústica  $k$ , ou seja,  $c_f > c$ , as ondas de flexão são supersônicas (acusticamente rápidas), e a placa vibra com freqüência acima da freqüência crítica. A impedância apresentada pelo contorno do fluido é real (resistiva), portanto, existe energia sonora irradiada.

➤ Se o número de onda de flexão  $k_f$  for maior que o número de onda acústica  $k$ , ou seja,  $c_f < c$ , as ondas de flexão são subsônicas (acusticamente lentas), e a placa vibra abaixo da freqüência crítica. A impedância apresentada pelo contorno do fluido é imaginária (puramente reativa) positiva e proporcional à freqüência, indicando que o fluido apresenta uma reação inercial. Neste caso a Equação (2.62) indica que o campo de pressão cai exponencialmente com o aumento da distância da superfície. Não há potência sonora radiada mas apenas uma perturbação do fluido na região próxima à superfície

➤ Quando o número de onda de flexão é igual ao número de onda acústica, a placa vibra na frequência crítica. As ondas de flexão propagam-se com a mesma velocidade das ondas acústicas. Devido a isso são denominadas ondas de flexão sônica. Neste caso a impedância é infinita.

### 2.6.3.6 - Radiação de ruído de uma placa finita

Algumas fontes sonoras têm a forma de chapas finas ou painéis vibrantes. Portanto, é necessário entender a influência do carregamento do fluido e dos parâmetros estruturais na eficiência de radiação de tais estruturas.

Conforme visto, placas vibrando abaixo da frequência crítica não geram potência sonora. Porém, esta conclusão é válida apenas para placas de dimensões infinitas. Na prática, verifica-se que placas finitas são capazes de radiar abaixo da frequência crítica. Isto decorre do fato de que durante a vibração da placa o fluido desloca-se de uma região positiva para uma região negativa, conforme mostra a ilustração da Figura 2.16, que apresenta a radiação de uma placa de contornos rígidos.

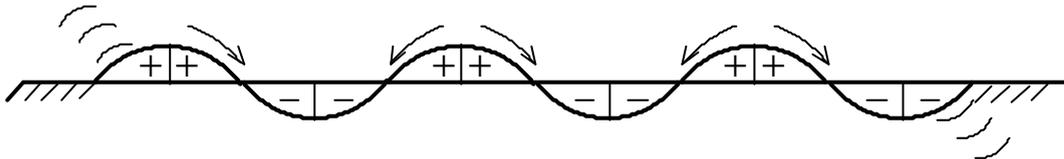


Figura 2.16 - Radiação de uma placa finita.

Através da Figura 2.16 verifica-se que apenas nas extremidades não ocorre o cancelamento de irradiação das células vizinhas. Somente no contorno da placa o fluido é significativamente bombeado na forma de energia sonora irradiada.

Dependendo do modo de vibração da placa, simétrico ou anti-simétrico, ocorre o cancelamento construtivo ou destrutivo do campo sonoro, conforme mostram as Figuras 2.17 e 2.18.

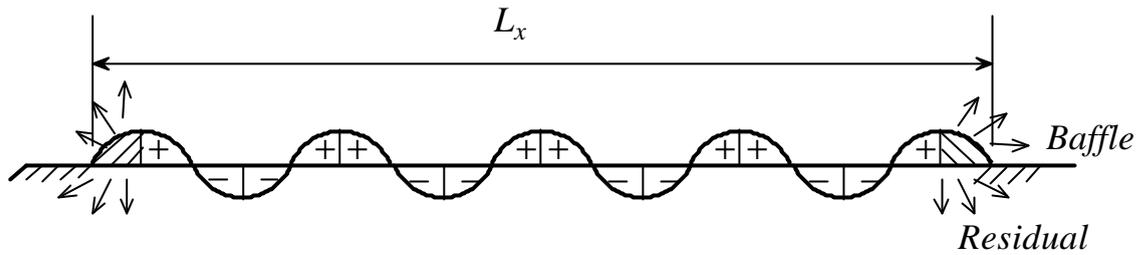


Figura 2.17 - Fenômeno de Cancelamento em placas radiando em frequências subcríticas - Modo simétrico.

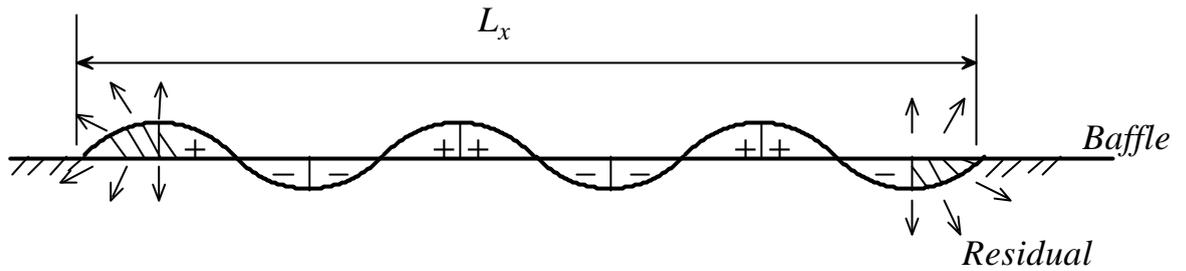


Figura 2.18 - Fenômeno de Cancelamento em placas radiando em frequências subcríticas - Modo anti-simétrico.

Verifica-se que uma placa com contornos livres apresenta baixa eficiência de radiação porque as zonas limites não podem comprimir o fluido. Isto pode ser mais claramente visualizado na Figura 2.19.

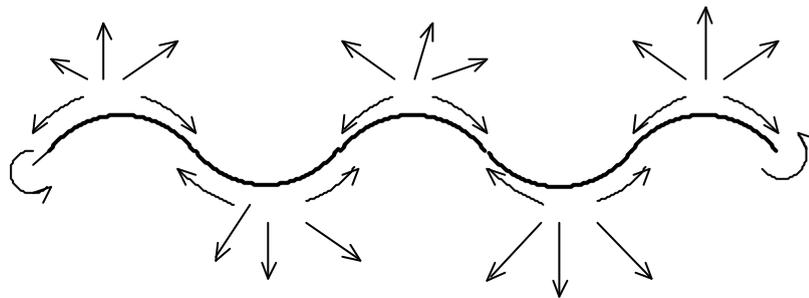


Figura 2.19 - Fenômeno de cancelamento em placas sem contorno radiando em frequências subcríticas.

As equações, a seguir, fornecem valores aproximados da eficiência de radiação para placas finitas de dimensões  $L_x$  e  $L_y$ , conforme indicado por Vér (Vér, 1992, pág.363), onde é demonstrado que a rigidez de flexão de uma placa é dada por

$$D = \frac{Eh^3}{\left[12(1-\nu^2)\right]} \quad (2.65)$$

onde  $E$  é o módulo de Young ( $\text{N/m}^2$ ) e  $\nu$  é a razão de Poisson. Considerando que  $\mathbf{r}_m h = \mathbf{r}_s$  e  $c_l^2 = E/\mathbf{r}$ , e a frequência onde a velocidade de ondas de flexão na placa,  $c_B(f_c)$ , são iguais a velocidade do som, em média, a frequência crítica da placa fica :

$$f_c = \left(\frac{c_0^2}{2\mathbf{p}}\right) \left(\frac{\mathbf{r}_m h}{D}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.66)$$

onde  $c_0$  é a velocidade do som no ar

$\mathbf{r}_m$  é a densidade do material da placa, em  $\text{Kg/m}^3$

$h$  é a espessura do material da placa, em m.

Dessa forma, a eficiência de radiação para frequências menores que a frequência crítica,  $f < f_c$ , é dada pela expressão

$$\mathbf{s}_{rad} = \frac{2\mathbf{l}_c}{S} \left[ g_1(\mathbf{b}) + \frac{P}{2\mathbf{l}_c} g_2(\mathbf{b}) \right] C_1 \quad (2.67)$$

onde  $\mathbf{l}_c$  é o comprimento de onda do som no ar,

$$\mathbf{l}_c = \frac{c_0}{f_c} \quad (2.68)$$

Os termos  $g_1$  e  $g_2$ , são expressos por

$$g_1(\mathbf{b}) = \left(\frac{4}{\mathbf{p}^4}\right) \left[ \frac{1-2\mathbf{b}^2}{\mathbf{b}(1-\mathbf{b}^2)^{\frac{1}{2}}} \right] \quad (f < 0,5f_c) \quad (2.69)$$

$$g_1(\mathbf{b}) = 1 \quad (f > 0,5f_c)$$

$$g_2(\mathbf{b}) = \left(\frac{1}{4\mathbf{p}^2}\right) \frac{(1-\mathbf{b}^2) \ln \left[ \frac{1+\mathbf{b}}{1-\mathbf{b}} \right] + 2\mathbf{b}}{(1-\mathbf{b}^2)^{\frac{3}{2}}} \quad (2.70)$$

sendo 
$$\mathbf{b} = \left( \frac{f}{f_c} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.71)$$

Para placas com bordas engastadas, o termo  $C_1$  é dado por:

$$C_1 = \mathbf{b} 2e^{(10I_c/P)} \quad (2.72)$$

A eficiência de irradiação na frequência crítica, ou seja, quando a frequência se iguala à frequência de coincidência,  $f = f_c$ , é

$$\mathbf{s}_{rad} = 0,45 \left( \frac{P}{I_c} \right)^{\frac{1}{2}} \left( \frac{L_{min}}{L_{max}} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (2.73)$$

E para as frequências maiores que a frequência crítica,  $f > f_c$ , a eficiência de radiação é dada por :

$$\mathbf{s}_{rad} = \left( 1 - \frac{f_c}{f} \right)^{\frac{-1}{2}} \quad (2.74)$$

Para placas finitas de maior espessura, Vér (Vér, 1992, pág.364), indica as seguintes expressões para cálculo da eficiência de radiação:

$$\mathbf{s}_{rad} = 0,45 \sqrt{\frac{P}{I_0}} \quad f \leq f_b \quad (2.75)$$

onde 
$$f_b = f_c + \frac{5c_0}{P} \quad (2.76)$$

e para as frequências  $f \gg f_b$ , a eficiência de radiação é igual a unidade.

## 2.7 - Sinais típicos de ruído em uma prensa

Em um estudo desenvolvido por Richards (Richards *et al*, 1985, p.44) em uma prensa de punção de estrutura tipo C, verificou-se que um sinal típico de uma força de punção consiste de três fases distintas (Figura 2.20):

- (a) O estabelecimento da força com a peça resistindo ao movimento do martelo ou punção.

(b) A fase lenta do corte, na qual a peça reduz a sua espessura.

(c) A brusca fratura do material e a variação da tensão em toda a extensão do nível da fratura.

Durante o lento estabelecimento da fase (a) a energia de tensão em toda a estrutura da máquina exerce várias excitações na mesma. A fratura (c) causa uma rápida redistribuição de energia que ocorre em toda a máquina. Vibrações são desenvolvidas e o ruído é, portanto, irradiado.

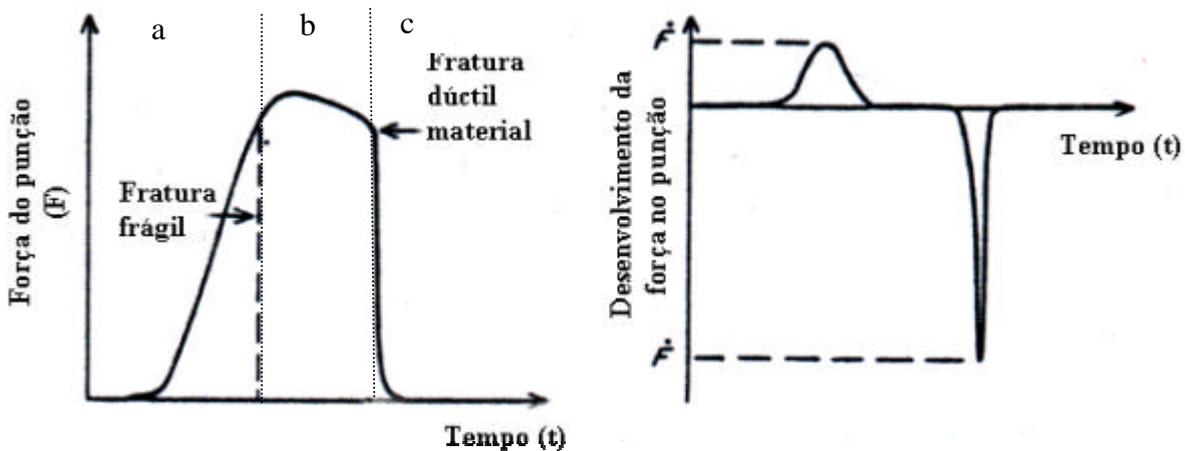


Figura 2.20 - Sinal típico de força de punção em um prensa mostrando as fases de desenvolvimento da força na mesma.

Nas Figuras 2.21 e 2.22, o sinal de nível de pressão sonora em dB(A) de uma prensa tipo C é mostrado em função do tempo, permitindo identificar os eventos ocorridos no ciclo de estampagem.

Nessa máquina, a alta frequência de ressonância centrada em torno de 2000 Hz está relacionada com a vibração do volante e engate da embreagem e também com o volante operando no movimento descendente e no momento do puncionamento. A largura da banda de ruído após a fratura principal, é atribuída ao ruído de jato pneumático devido ao retorno da embreagem no final do ciclo de estampagem.

Pode-se observar que, nesta prensa em particular, a energia de ruído originado do processo de corte da peça é menor do que a de outras fontes.

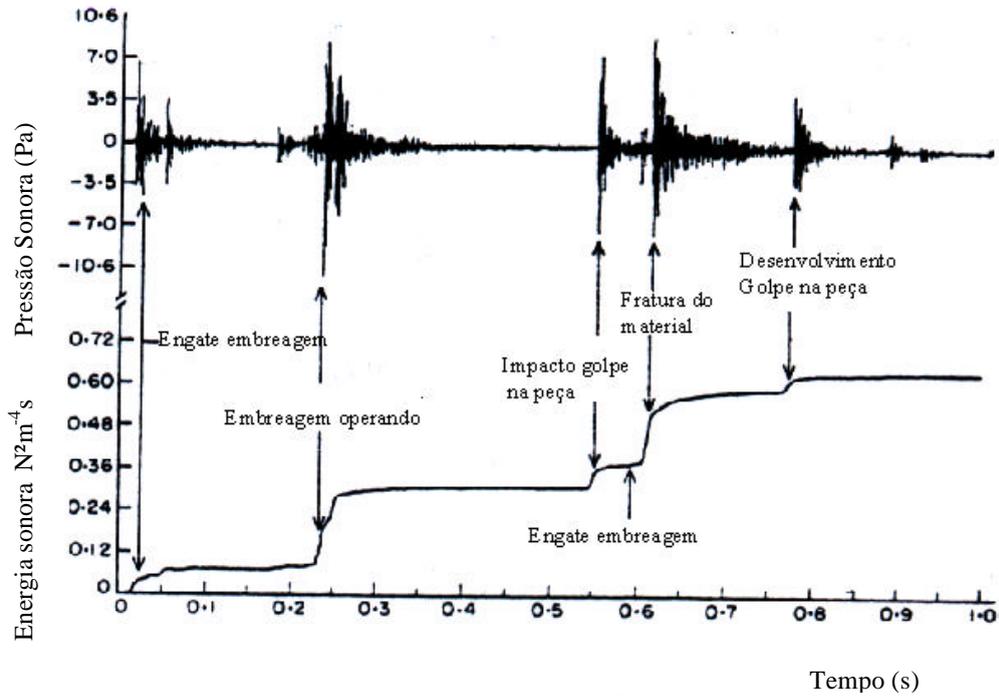


Figura 2.21 - Sinal de ruído de uma prensa tipo C mostrando a ocorrência dos eventos progressivamente com o tempo.

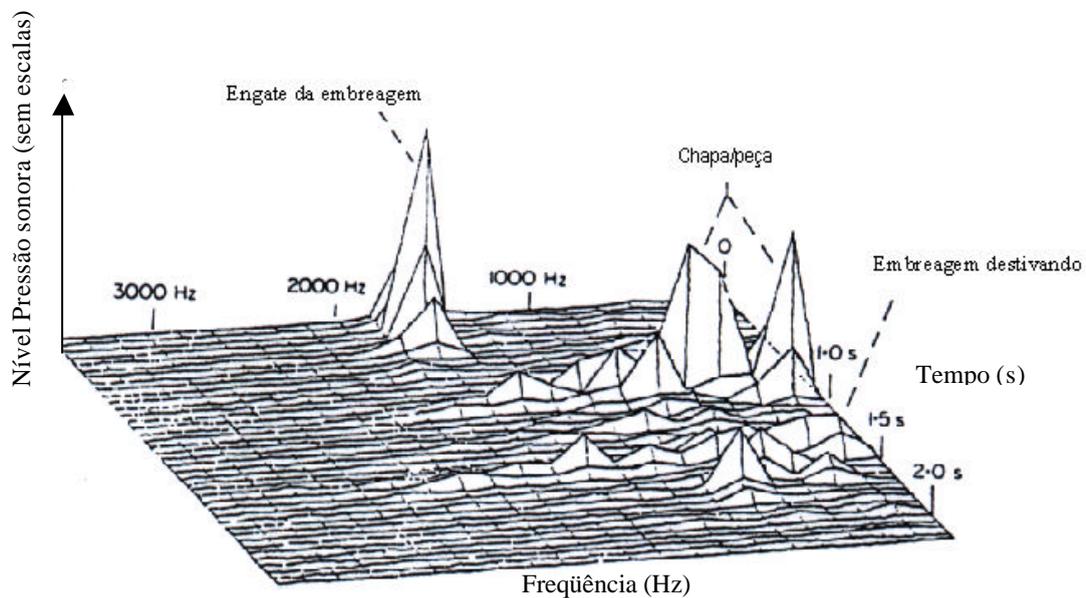


Figura 2.22 - Espectro de frequência de uma prensa tipo C, com caracterização dos eventos do ciclo de estampagem.

A Figura 2.23 mostra um sinal acústico típico de uma prensa tipo C, registrado em um trabalho conduzido por Stewart *et al* (Noise control engineering, 1975, p.81), com a caracterização dos eventos em um ciclo de estampagem com um tempo de duração de aproximadamente meio segundo.

Nesse sinal, os eventos números 1 e 5 são associados com a ativação do freio e dos mecanismos da embreagem. Quando o movimento do punção é desenvolvido os eventos 2 e 3, aparecem no sinal acústico. O evento número 4 manifesta-se quando o punção penetra na matriz, fraturando a peça. O evento 5 relaciona-se com a desativação da embreagem e operação do freio.

Durante a operação de puncionamento os componentes da máquina e a peça (produto) são submetidos às forças impulsivas simultaneamente, as quais produzem a radiação sonora.

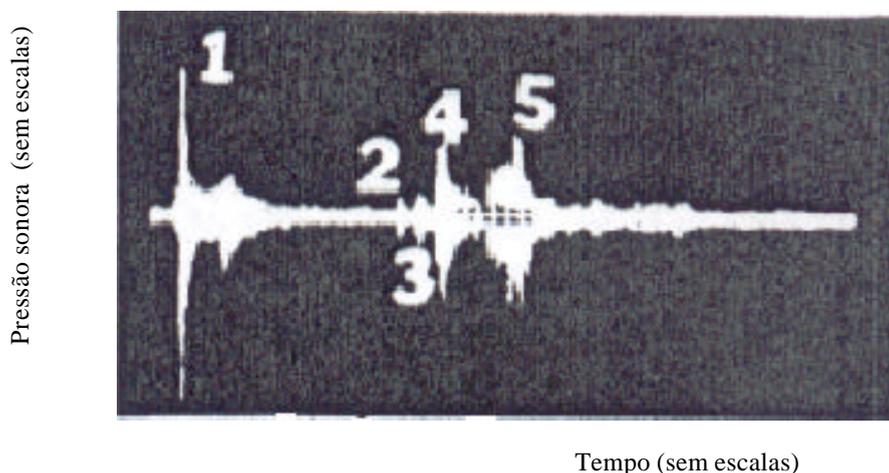


Figura 2.23 - Sinal acústico de uma prensa tipo “C”.

A eficiência de irradiação para a qual essas vibrações irradiam som é determinada pelo dimensionamento do fator  $ka$ , o qual é dado por :

$$ka = \frac{2\pi f}{c_0} a \quad (2.77)$$

onde  $k$  é o número de onda,  $f$  é a freqüência em Hertz,  $c_0$  é a velocidade do som no ar,  $a$  é o raio.

Quando o fator  $ka$  é menor que um, a estrutura vibrante é pobremente acoplada ao campo sonoro. Assim, grandes amplitudes de vibração são requeridas para irradiar ruído de forma significativa. Por outro lado, quando o fator  $ka$  é maior

do que a unidade, a estrutura vibrante é dita acoplada com o campo sonoro, e radiações sonoras fortes podem ocorrer com pequenas amplitudes de vibração.

Sahlin (*apud* Noise control engineering, 1974, p.5), em outra investigação conduzida no *Swedish Institute of Production Engineering Research (IVF)* de Goteborg, Suécia, verificou que o ruído gerado em operações de punção depende da forma e do diagrama tempo-força. A força de punção pode aumentar quando o mesmo reage com a peça de trabalho. Após um certo tempo, a força chega ao valor máximo (Figura 2.24) e a estrutura da prensa é deformada, armazenando energia potencial.

Quando o punção pára completamente, a energia na estrutura pode ser liberada instantaneamente, e a estrutura retorna à posição original com grande aceleração e velocidade (Figura 2.25).

A estrutura pode vibrar elasticamente por um certo tempo até que essa energia armazenada possa ser dissipada e, durante tal tempo, o ruído é irradiado pelas superfícies vibrantes.

Dessa forma pode-se verificar que a forma do sinal de ruído de uma prensa é associada com o processo de impacto e fratura do material e pode ser examinado no contexto do ruído de aceleração bem como do ruído originado das vibrações das superfícies das várias estruturas. Assim, o ruído irradiado pode ser calculado utilizando para cada componente estrutural da prensa um modelo de estimado de eficiência de radiação, e medindo a velocidade de vibração média quadrada em um período de tempo durante e após a fratura do material, resultando em um valor de potência sonora ( $W_{rad}$ ).

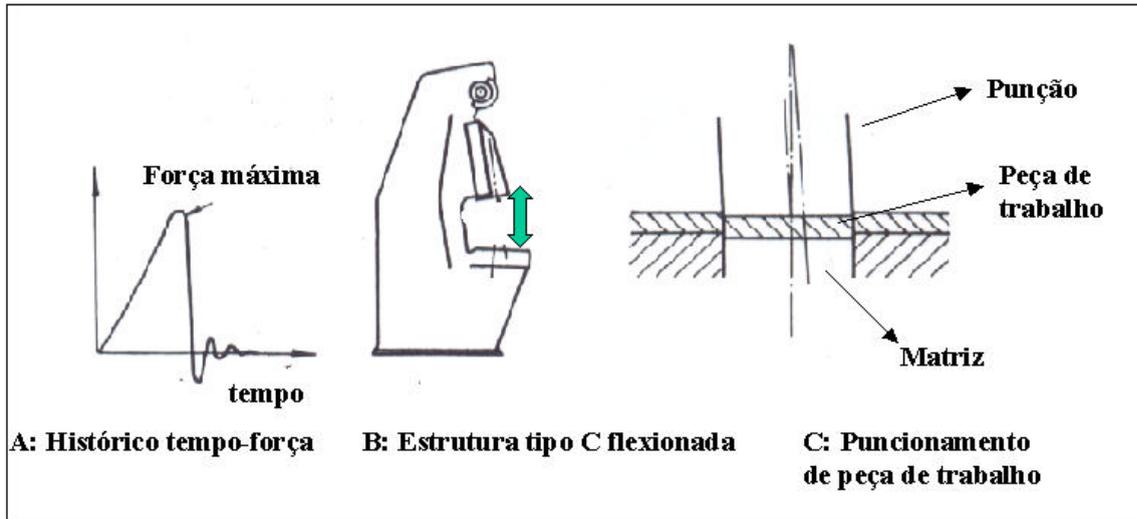


Figura 2.24 - (a) Diagrama de tempo-força indicando o momento da força máxima aonde (b) a estrutura da prensa tipo C é flexionada devido a (c) momento do punção na peça de trabalho.

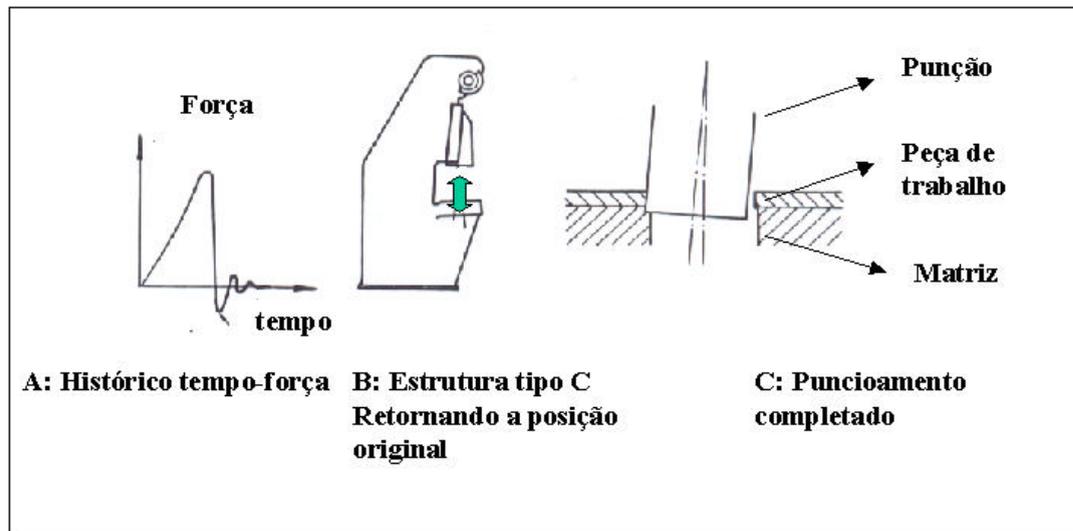


Figura 2.25 - (a) Diagrama de tempo-força indicando o momento da força aonde (b) a estrutura da prensa tipo C é retornada para posição original quando (c) punção é completado na peça de trabalho.

## Capítulo 3

### METODOLOGIA EXPERIMENTAL

#### Introdução

Prensas de estampagem em metais compõem um grande número de máquinas de impacto que utilizam uma matriz fixada em um martelo para, através de uma força aplicada, dar uma nova forma à peça trabalhada.

Uma amostra temporal de medições de acelerações de um ciclo de prensagem consiste basicamente de: uma parte onde existe a aceleração do sistema martelo/matriz se deslocando em direção à matriz inferior apoiada na base da prensa; uma segunda parte devida à fixação da peça a ser conformada e o conseqüente processo de estampagem e; a terceira, e última parte do processo, que é a aceleração do sistema martelo/matriz retornando ao ponto morto superior.

O processo de estampagem causa uma rápida redistribuição da energia de deformação que é propagada por toda a estrutura da prensa. Conseqüentemente, a estrutura vibra e o ruído é irradiado pela estrutura da prensa, pelo piso e também pela peça conformada.

Em uma prensa, além dessas, existem outras fontes de ruído a serem avaliadas: o motor elétrico de acionamento da prensa, a embreagem e o freio, localizados no topo da prensa; o sistema de calhas de coleta de retalhos metálicos e da própria peça conformada no processo de estampagem; e as descargas de ar comprimido das válvulas pneumáticas de comando do freio e da embreagem.

As fontes sonoras devem ser conhecidas, bem como a contribuição de cada uma no espectro sonoro total, para possibilitar a realização de medidas efetivas de controle do ruído.

Para tanto, os níveis de aceleração de vibração de cada componente da máquina podem ser medidos e estabelecidos os diferentes eventos que ocorrem na máquina por ciclo de operação e, da mesma forma, os níveis de pressão sonora no ciclo de estampagem podem ser medidos e gravados simultaneamente com as

variáveis aceleração de vibração, posição e eventos, para o propósito específico de identificar as fontes sonoras, bem como as amplitudes das mesmas .

Por outro lado, o ruído gerado por vibrações de estruturas pode ser quantificado pelo nível de potência sonora, pois o mesmo é uma propriedade física, característica da fonte de ruído, independente do ambiente onde está instalada, sendo um parâmetro absoluto para o controle de ruído (Gerges, 2000).

Assim sendo, os níveis de pressão sonora e de velocidade de vibração foram quantificados em níveis de potência sonora em conformidade com a norma ISO /TR/7849: 1987 (E), com a finalidade de elaborar um mapa das contribuições de cada fonte.

### 3.1 - Unidade de análise

A unidade de análise é uma prensa mecânica excêntrica de simples efeito cuja função no processo de estampagem em estudo, é o corte da chapa de aço.

A referida prensa tem as seguintes características:

Força nominal a 12,5 mm do ponto morto inferior .....810 toneladas.

Dimensões do martelo (largura x profundidade).....4,572 m x 2,464 m.

Número de golpes por minuto.....16.

Altura máxima da prensa desde o piso.....10,0 m.

Potência do motor acionamento principal.....90 kW.

### 3.2 - Metodologia

Para a caracterização acústica da prensa em questão, os mecanismos de geração de ruído foram divididos em 5 (cinco) fontes distintas: ruído direto proveniente dos esforços de estampagem (processo de estampagem); ruído gerado pelas vibrações das chapas que protegem a prensa (vibração estrutural); ruído gerado dentro da caixa de engrenagens; ruído gerado pelos equipamentos de apoio da prensa (motores elétricos, freio, embreagem, calhas de recolhimento de retalhos e produto); e ruído proveniente das vibrações do piso. Inicialmente, realizaram-se

medições dos níveis de pressão sonora e de vibração na máquina em estudo, com a finalidade de definir a faixa de frequência dos sinais para ajuste dos instrumentos.

Para a avaliação dos níveis de pressão sonora gerados pelo processo de estampagem, utilizou-se o seguinte procedimento:

1 - Realizaram-se medições de níveis de pressão sonora NPS, e aceleração, durante 60 (sessenta) segundos em 3 (três) posições próximo da prensa. Os sinais de aceleração, de um acelerômetro fixado no estampo, serviram para indicar o momento exato do impacto do martelo. Os sinais de pressão sonora e aceleração foram adquiridos com uma frequência de aquisição de 8.192 Hz, sendo que os filtros passa baixa dos pré-amplificadores foram ajustados para 3 KHz para evitar o erro de *aliasing*. As medições foram realizadas quando todas as demais prensas estavam em repouso e somente a prensa em análise se encontrava em operação. Estes sinais foram utilizados para caracterização dos eventos no ciclo acústico e outras análises.

Para o ruído de origem estrutural, o procedimento adotado foi o seguinte:

1- Medição das velocidades médias das placas e chapas que cobrem a estrutura da prensa. Nas medições utilizaram-se dois acelerômetros: um fixo, de referência, e o outro móvel. A frequência de aquisição foi de 8.192 Hz. A resposta média temporal e espacial foi obtida através da

medição da velocidade  $V_{rms}$  em vários pontos distribuídos ao longo da superfície. Para melhorar a razão sinal/ruído, mediram-se os sinais de aceleração e em seguida os seus valores médios foram convertidos em velocidades quadráticas médias (média quadrática e espacial por banda de um terço de oitava).

2- A eficiência de radiação,  $s_{rad}$ , das estruturas do martelo, cabeçote, colunas e calhas foram estimados conforme indicado por Vér (Vér, 1992, pág.363) e, para as placas de madeira do piso da prensa, a eficiência de irradiação foi modelada matematicamente conforme as expressões para placas finitas de maior espessura, dadas na página 39, já que a espessura dessas placas é de 100 mm. Tais expressões são dadas nas páginas 38 e 39 do capítulo 2.

Para as estruturas compactas e rígidas, tais como a base da prensa e matrizes, o modelo de corpos oscilantes foi utilizado para estimar a eficiência de radiação.

Em seguida os níveis de potência sonora dessas estruturas foram estimados segundo as Equações (2.32) e (2.35).

O procedimento para avaliar o nível de potência sonora radiado pelo piso foi o mesmo utilizado para o ruído radiado pela estrutura.

Para o ruído gerado dentro da caixa de engrenagens, o procedimento consistiu de:

1. Medição dos níveis médios de pressão sonora  $NPS_c$  dentro da caixa de engrenagens da prensa, durante o procedimento normal de estampagem. A frequência de aquisição utilizada foi de 8.192 Hz.
2. Com a prensa fora de operação (desligada) e utilizando-se a fonte de potência sonora, posicionada sobre uma abertura de espia, mediram-se os tempos de reverberação  $T_C$  da cavidade do sistema de engrenagens.
3. O nível de potência sonora  $NWS_c$  gerado dentro da caixa de engrenagens foi estimado de acordo com a Equação (3.1), onde  $V_c$  é o volume da caixa de engrenagens,  $S_c$  é a área de paredes da caixa de engrenagens e  $\lambda$  é o comprimento de onda da frequência central da banda analisada.

$$NWS_c = NPS_c + 10 \cdot \log_{10} V_c - 10 \cdot \log_{10} T_C - 14 + 10 \cdot \log_{10} \left( 1 + \frac{S_c \cdot \lambda}{8 \cdot V_c} \right) \quad (3.1)$$

Os equipamentos de apoio do cabeçote (motor elétrico, embreagem e freio) foram modelados como fontes pontuais omnidirecionais, sendo que para a avaliação dos níveis de potência sonora gerados pelos equipamentos de apoio  $NWS_{MAQ}$ , freio e embreagem, o procedimento utilizado consistiu de:

1. Determinação dos tempos de reverberação médios  $T_{CAB}$  do cabeçote utilizando a fonte sonora.
2. Medição dos níveis de pressão sonora  $NPS_{MAQ}$  nas proximidades do freio e embreagem, durante o processo de estampagem.
3. Utilizou-se a Equação (3.2) para a estimativa do nível de potência

sonora NWS gerado por estas duas fontes. As medições foram realizadas quando somente a prensa estava funcionando.

$$NWS_{MAQ} = NPS_{MAQ} - 10 \cdot \log_{10} \left( \frac{1}{2 \cdot p \cdot r^2} + \frac{R}{r} \right) \quad (3.2)$$

onde

$$R = \frac{4V}{SA_{CAB}}$$

e

$$A_{CAB} = \frac{0,161 \cdot V_U}{T_{CAB}}$$

$V_u$  é o volume total da unidade prensas;

$r$  é a distância entre a fonte e o ponto de medição.

Para o motor elétrico, uma vez que o regime de funcionamento é estacionário durante todo o processo, utilizou-se uma sonda de intensidade sonora, de acordo com a norma ISO 9614-1.

Em resumo, as medições utilizadas para a caracterização acústica da prensa consistiram de:

- Medições das velocidades de vibrações médias em vários pontos da prensa, durante a operação da mesma;
- Medição dos níveis de pressão sonora radiada durante o processo de estampagem ;
- Medições dos tempos de reverberação da unidade, e da caixa de engrenagens da prensa;
- Medições dos níveis de pressão sonora e cálculo dos níveis de potência sonora gerados dentro da caixa de engrenagens da prensa;
- Medições para estimativa dos níveis de potência sonora das unidades de apoio: motor elétrico, freio e embreagem ;
- Medições para o cálculo dos valores de velocidade média quadrática do piso, durante o processo de estampagem .

### 3.3 - Instrumentação

Os equipamentos de medição consistiram de :

- 1 acelerômetro piezoelétrico padrão Tipo 8305 S Serie 1321774, Brüel &Kjaer;
- 1 Pré Amplificador Tipo 2626, Brüel & Kjaer;
- 2 Calibradores de Decibelímetro Tipo 4231, Brüel & Kjaer.
- 1 Fonte sonora Tipo 4224, Brüel & Kjaer;
- 2 Condicionadores de sinais Tipo 2635, Brüel & Kjaer;
- 2 Acelerômetros piezoelétrico Tipo 4367, Brüel & Kjaer;
- 1 Microfone Tipo 2669, Brüel & Kjaer;
- 1 Fonte para microfone Tipo 5935, Brüel & Kjaer;
- 1 Sonda de intensidade sonora Tipo 2686, Brüel & Kjaer;
- 1 calibrador de intensidade sonora tipo 4228, Brüel & Kjaer;
- 1 Analisador de sinais Tipo 2145, Brüel & Kjaer;
- Placa de aquisição A/D de 12 bits
- Micro computador (notebook) com um software de aquisição e análise de sinais, desenvolvido pela UFU (Universidade Federal de Uberlândia).

### 3.4 - Procedimentos experimentais

#### 3.4.1 - Calibrações

O procedimento utilizado para a calibração dos instrumentos consistiu de:

1. Calibração da cadeia de medição, e processamento de dados, utilizando o calibrador de nível de pressão sonora (pistonphone).
2. Localização de 8 (oito) pontos sobre uma superfície esférica de raio  $r=1,5$  m, para o posicionamento do microfone.
3. Medições dos níveis de pressão sonora (60 segundos de aquisição

com uma frequência de amostragem de 8.192 Hz) e cálculo do nível de pressão sonora médio  $\langle \overline{NP}_{S_R} \rangle$  sobre a superfície de medição.

Para a calibração da cadeia de medição de aceleração utilizou-se o método de comparação com uma outra cadeia calibrada padrão (referência), adotando-se o seguinte procedimento:

1. Marcaram-se as duas cadeias de medição de aceleração, cada uma composta de um acelerômetro, um cabo para acelerômetro piezoelétrico, um condicionador de sinais, um cabo coaxial e um canal da placa de aquisição A/D.
2. Afixou-se o acelerômetro de referência e os dois acelerômetros a serem calibrados sobre a plataforma de um excitador eletrodinâmico.
3. Regulou-se o ganho do gerador de sinal (harmônico de 160 Hz) de maneira que a cadeia calibrada do acelerômetro de referência indicasse uma amplitude de aceleração de  $2 \text{ m/s}^2$
4. Calibraram-se as duas cadeias de medição, aquisição e processamento de dados de vibrações.
5. Aferiu-se a calibração dos microfones da sonda de intensidade sonora individualmente e, também a calibração da sonda, com o calibrador de intensidade sonora, verificando se a velocidade de partícula e o índice de intensidade residual estavam zerados.

### **3.4.2 - Medições das velocidades de vibrações médias na estrutura da prensa**

Para o cálculo das velocidades médias quadráticas (temporal e espacial) das diversas superfícies radiantes da prensa foi necessário fazer um mapeamento das velocidades de vibração em vários pontos na estrutura da prensa. O procedimento de medição foi o de manter um acelerômetro fixo, que foi denominado de referência (acelerômetro zero) e um outro acelerômetro que foi mudado para diferentes posições, para medições nos outros pontos da estrutura. A opção por um acelerômetro fixo foi principalmente para verificação da repetibilidade das medições.

Em virtude da acessibilidade a determinadas estruturas da prensa e, principalmente, conhecendo que a estrutura e todos os demais mecanismos desta

máquina são simétricos, as medições foram realizadas em locais que fossem representativos para todo o componente estrutural em estudo, sempre cobrindo a maior área possível.

A Figura 3.1 mostra a localização do ponto de referência (ponto 0) e a localização de seis pontos utilizados para a medição das velocidades de vibração do quarto inferior traseiro do cabeçote da prensa. O ponto de referência de coordenadas cartesianas  $(0,0,0) - (x,y,z)$ , foi a base da coluna lateral esquerda da prensa. As coordenadas destes pontos estão discriminados na Tabela 3.1.

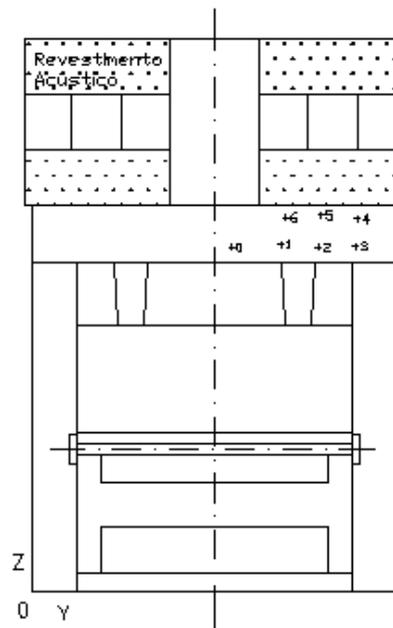


Figura 3.1 - Localização dos pontos de medição no quarto inferior traseiro do cabeçote da prensa .

Tabela 3.1 – Localização dos pontos de medição no quarto inferior traseiro do cabeçote da prensa.

LOCAL	X [m]	Y [m]	Z [m]
0	0	3,12	6,21
1	0	2,72	6,11
2	0	2,30	6,12
3	0	1,73	6,15
4	0	1,73	6,52
5	0	2,17	6,55
6	0	3,12	6,49

Na Figura 3.2 estão mostradas as localizações do ponto de referência (ponto 0) e dos oito pontos de medição da lateral esquerda do cabeçote, e suas coordenadas estão mostradas na Tabela 3.2 .

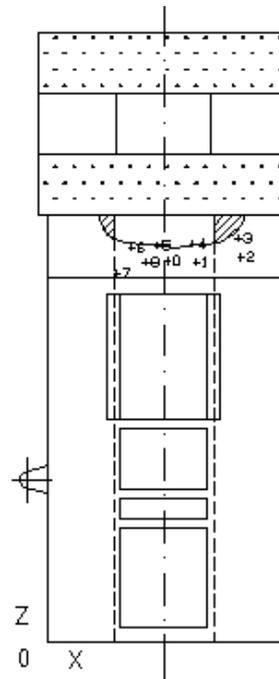


Figura 3.2 - Localização dos pontos de medição na lateral esquerda do cabeçote da prensa .

Tabela 3.2 – Localização dos pontos de medição na lateral esquerda do cabeçote da prensa .

LOCAL	X [m]	Y [m]	Z [m]
0	1,40	0	6,26
1	1,85	0	6,27
2	2,05	0	6,17
3	2,05	0	6,72
4	1,68	0	6,65
5	1,15	0	6,62
6	0,70	0	6,62
7	0,70	0	6,17
8	1,00	0	6,29

Os locais utilizados para o mapeamento da velocidade média quadrática da parte posterior do martelo estão mostrados na Figura 3.3, e na Tabela 3.3 estão

mostradas as cotas dos cinco pontos de medição e do ponto de referência, no referencial adotado.

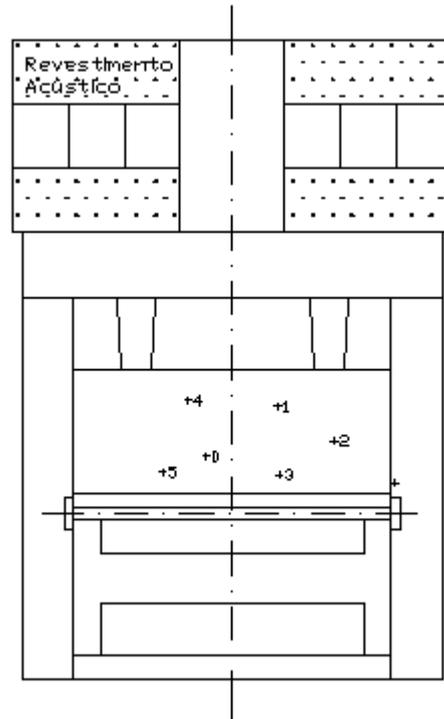


Figura 3.3 - Localização dos pontos de medição na superfície posterior do martelo da prensa.

Tabela 3.3 – Localização dos pontos de medição na parte posterior do martelo da prensa .

LOCAL	X [m]	Y [m]	Z [m]
0	0,50	2,20	3,92
1	0,50	1,30	4,23
2	0,50	1,00	3,85
3	0,50	1,35	3,50
4	0,50	2,70	4,13
5	0,50	2,70	3,40

Os seis locais escolhidos para medição na coluna esquerda atrás (parte superior) da prensa podem ser vistos no desenho da Figura 3.4, cujas coordenadas são mostradas na Tabela 3.4.

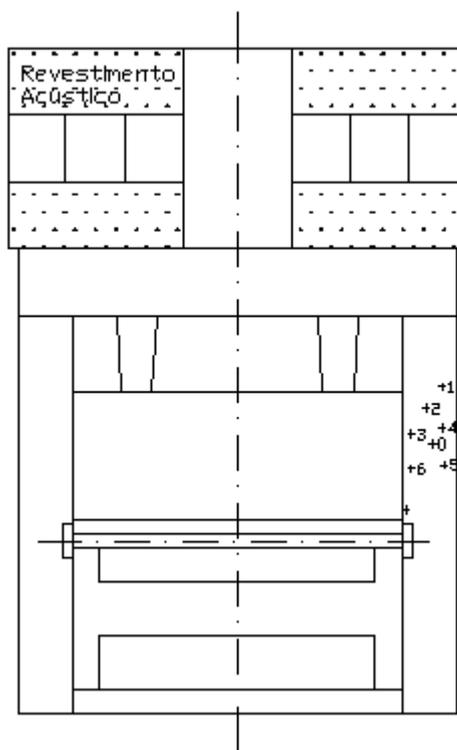


Figura 3.4 - Localização dos pontos de medição na coluna esquerda atrás da prensa.

Tabela 3.4 – Localização dos pontos de medição na coluna esquerda da prensa.

LOCAL	X [m]	Y [m]	Z [m]
0	0	0,36	4,35
1	0	0,10	5,60
2	0	0,40	5,23
3	0	0,70	4,85
4	0	0,20	4,65
5	0	0,20	4,20
6	0	0,60	4,00

As localizações dos seis pontos de medições realizadas na parte frontal inferior das colunas estão mostradas na Figura 3.5 e na Tabela 3.5 estão mostradas as coordenadas de localização dos pontos utilizadas na parte frontal inferior da coluna da prensa .

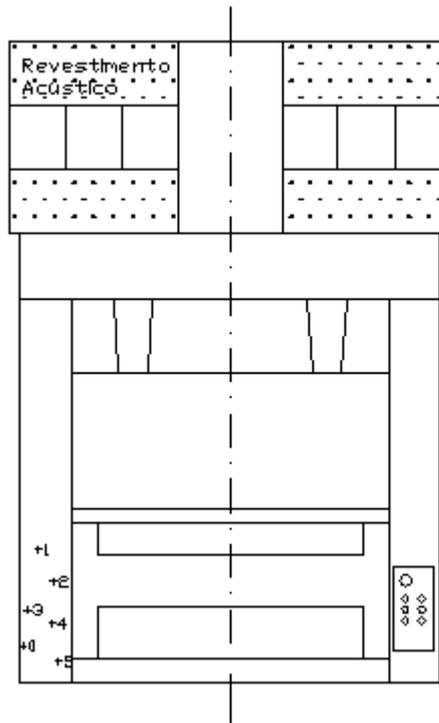


Figura 3.5 - Localização dos pontos de medição na parte frontal da prensa.

Tabela 3.5 – Localização dos pontos de medição na região inferior da coluna frontal .

LOCAL	X [m]	Y [m]	Z [m]
0	2,80	0,20	0,41
1	2,80	0,25	0,53
2	2,80	0,60	0,51
3	2,80	0,40	0,46
4	2,80	0,65	0,41
5	2,80	0,50	0,36

Os quinze pontos de medição nas proteções laterais das colunas da prensa estão mostrados no desenho da Figura 3.6.



TAMPA INFERIOR			
0	2,20	0	1,90
1	2,00	0	1,30
2	2,30	0	1,50
3	1,20	0	1,65
4	1,15	0	0,90
5	1,65	0	1,00

Os três pontos de medição na matriz inferior (parte traseira) da prensa estão mostrados no desenho da Figura 3.7.

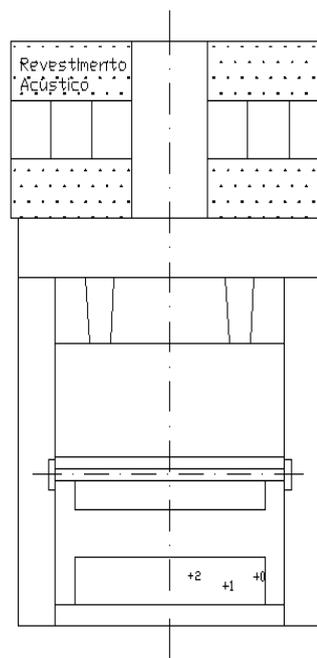


Figura 3.7 - Localização dos pontos de medição na matriz inferior da prensa .

Na Tabela 3.7 estão mostradas as localizações dos pontos de medição da matriz inferior, tendo como referência a origem do sistema de coordenadas utilizada neste trabalho.

Tabela 3.7 – Localização dos pontos de medição na matriz inferior.

LOCAL	X [m]	Y [m]	Z [m]
0	0,50	5,05	0,82
1	0,50	4,40	0,64
2	0,50	3,66	0,85

### 3.4.3 - Medição dos níveis de pressão sonora no processo de estampagem

Para medir os níveis de pressão sonora da estampagem foram realizadas três medições de pressão sonora e aceleração, na parte posterior da prensa, sendo que foram respeitadas a altura de 1,5 metro e uma distância mínima de 1,0 metro das matrizes, para o posicionamento do microfone.

O acelerômetro foi afixado, via base magnética, na base da matriz inferior e na calha para que os sinais de aceleração fossem utilizados para análise que indicasse o momento exato do impacto do martelo e do início da queda dos retalhos na calha, respectivamente.

Os sinais de aceleração e pressão sonora foram adquiridos, com uma frequência de amostragem de 8.192 Hz, por um período de 60 segundos, o que permitiu registrar todo o ciclo de uma operação de estampagem. Durante as medições, todas as outras prensas, e demais máquinas, estavam desligadas.

### 3.4.4 - Medições dos níveis de pressão sonora dentro da caixa de engrenagens (cabeçote) da prensa

Para a medição dos níveis de pressão sonora dentro da caixa de engrenagens da prensa, foram utilizadas as janelas de inspeção, por onde era inserido o microfone. Os sinais de pressão sonora foram adquiridos com uma frequência de aquisição de 8.192 Hz durante um período de 60 segundos, tempo suficiente para registrar vários ciclos de operação da prensa e várias posições de microfone.

### **3.4.5 - Medições para estimativa dos níveis de potência sonora do freio da embreagem**

As medições para a estimativa dos níveis de potência sonora destas duas unidades de apoio consistiram de:

1. Fixação do acelerômetro na unidade estudada, para identificar momento exato de acionamento do sistema
2. Posicionamento do microfone a uma distância mínima de 1 metro da unidade, na região de maior diretividade do ruído (levantamento feito preliminarmente com medidor de pressão sonora).
3. Aquisição de dados por um período de 60 segundos com uma frequência de aquisição de 8.192 Hz.
4. Posicionamento do microfone e aquisição de dados numa posição afastada para avaliação dos níveis de ruído de fundo.

### **3.4.6 - Medições para estimativa dos níveis de potência sonora do motor elétrico**

Para o cálculo da potência sonora radiada pelo motor elétrico foram medidos os níveis de intensidade sonora em cinco posições radiais no meio do motor ( $0^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $135^\circ$  e  $180^\circ$ ) e duas posições axiais sobre a linha de centro do eixo do motor elétrico. Em todas as medições, a sonda foi posicionada a uma distância de 1,0 metro do motor elétrico, sendo que durante as medições somente o motor elétrico estava em funcionamento e, como a prensa tem o cabeçote protegido por barreiras tratadas acusticamente, não foi necessário realizar medições de indicador  $F_{PI}$ , limite de potência negativa parcial  $F_{+/-}$  e cheque de repetibilidade.

## Capítulo 4

### RESULTADOS

#### 4.1 - Tempos de reverberação e coeficientes de absorção sonora

Na Tabela 4.1 estão mostrados os tempos de reverberação, e respectivos intervalos de confiança de 84%, em bandas de oitava, calculados para a região do cabeçote (CAB), região da base (SOLO), caixa de engrenagens (ENGR) da prensa .

Tabela 4.1- Tempos de reverberação em segundos calculados para a região do cabeçote (CAB), a 1,5 metros do nível do piso (SOLO) e caixa de engrenagens (ENGR).

REGIÃO	FREQÜÊNCIA CENTRAL DA BANDA DE OITAVA [Hz]				
	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz
CAB	9,32 ± 2,65	7,46 ± 1,71	7,66 ± 1,63	7,53 ± 2,15	6,76 ± 1,04
SOLO	7,55 ± 0,98	6,63 ± 0,50	5,63 ± 0,40	6,75 ± 1,16	5,33 ± 0,88
ENGR	7,12 ± 1,24	6,00 ± 0,52	5,63 ± 0,32	6,15 ± 0,92	5,47 ± 1,04

Observa-se na Tabela 4.1 que os valores de tempo de reverberação calculados para a região do cabeçote foram, em média, 1,0 segundo maior do que os valores calculados para a região a 1,5 metros do piso. Uma vez que os desvios padrões calculados para a região do cabeçote foram maiores do que os calculados para a região do piso, optou-se por assumir os tempos de reverberação calculados para a região do piso como sendo representativos para a esse estudo.

Na Tabela 4.2 estão mostrados os coeficientes de absorção médios calculados para a região da base da prensa (SOLO) e da caixa de engrenagens (ENGR) da prensa. Os volumes efetivos utilizados nos cálculos foram de 538.240 m<sup>3</sup> para a área de estampagem, 64,3 m<sup>3</sup> para a caixa de engrenagens.

Tabela 4.2 – Coeficientes médios de absorção sonora (%) calculados para a região a 1,5 metros do nível do piso (SOLO) e da caixa de engrenagens (ENGR) .

REGIÃO	FREQÜÊNCIA CENTRAL DA BANDA DE OITAVA [Hz]				
	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz
SOLO	10,0	11,5	13,5	11,2	14,2
ENGR	1,0	1,2	1,3	1,2	1,3

Observou-se uma boa concordância entre os valores calculados para o coeficiente de absorção, via medição de decaimento, e teoricamente, para a área de estampagem (SOLO) e para a caixa de engrenagens (ENGR). Os valores de coeficientes de absorção para a área de estampagem também estão coerentes com os valores médios encontrados na literatura.

#### 4.2 - Eficiência de radiação das estruturas da prensa

Existe uma dificuldade de predizer em termos genéricos a eficiência de radiação quando modos de cantos e bordas são interrelacionados em determinada frequência para uma placa particular em vários modos de flexão possíveis. A eficiência de radiação depende criticamente do grau para o qual a frequência de excitação combina modos particulares de bordas e cantos. Porém, na prática, com excitação de banda larga e transiente, diversos modos são excitados e a eficiência de radiação do ruído global, a qual é medida experimentalmente, é relativamente insensível para um modo particular .

Então a eficiência de radiação medida e esperada, em qualquer frequência, pode ser calculada e dada em uma série de gráficos em função de  $10 \log \sigma_{rad}$  , como é mostrado nas diversas curvas a seguir .

Dessa forma, a eficiência de radiação dos diversos componentes foi estimada conforme indicado no capítulo anterior, utilizando o modelo de placas finitas para as estruturas da prensa, calhas e piso de madeira.

Para as estruturas da base e matrizes o modelo definido foi o de corpos oscilantes.

As estruturas do cabeçote, das colunas, e martelo são constituídas de placas de características acústicas iguais (Tabela 4.3) e com a mesma espessura de 19 mm,

variando apenas as áreas de cada estrutura. Portanto, as frequências críticas dessas estruturas são iguais e têm um valor de 643,31 Hz.

Tabela 4.3 – Parâmetros acústicos dos materiais das placas do cabeçote, colunas e martelo da prensa.

Material	Densidade $\rho_m$ (Kg/m <sup>3</sup> )	Módulo Young E (N/m <sup>2</sup> )	Coefficiente de Poisson $\nu$	Velocidade som $c_l$ (m/s)
aço	7700	$1,96 \times 10^{11}$	0,31	5.050

A Figura 4.1 mostra a eficiência de radiação estimada para as placas da estrutura do martelo, onde se observa que a partir da frequência de 643 Hz, que é a frequência crítica calculada para essas placas, os valores da eficiência são maiores que a unidade e atinge amplitudes máximas na faixa de 700 a 900 Hz.

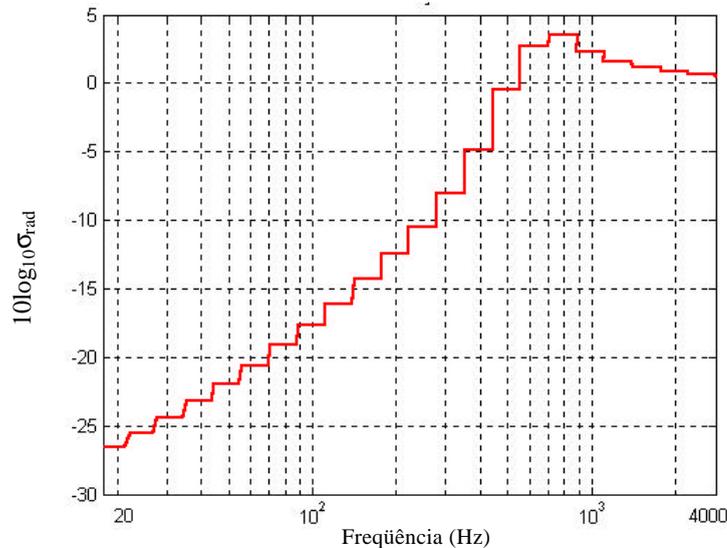


Figura 4.1 – Eficiência de radiação em bandas de 1/3 de oitava, estimada para as placas do martelo da prensa.

Para as placas das estruturas das colunas, a eficiência de radiação é maior que a unidade a partir da frequência de 430 Hz, e tem valores máximos na faixa de 430 a 1000 Hz. (Figura 4.2)

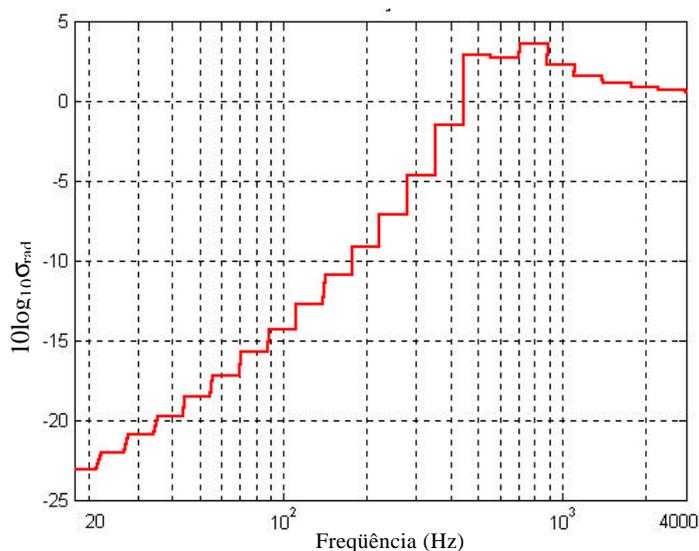


Figura 4.2 – Eficiência de radiação em bandas de 1/3 de oitava, estimada para as placas das colunas.

Nas placas da estrutura do cabeçote na região frontal, (Figura 4.3), e na região lateral, (Figura 4.4), o comportamento das curvas de eficiência de radiação é semelhante com valores acima da unidade a partir da frequência de 450 Hz, atingindo máximos na faixa de 700 a 900 Hz.

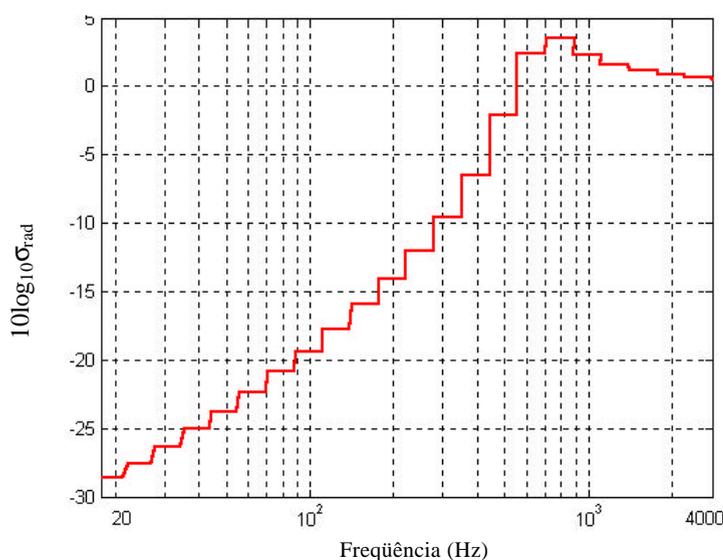


Figura 4.3 – Eficiência de radiação em bandas de 1/3 de oitava estimada para as placas da região frontal do cabeçote.

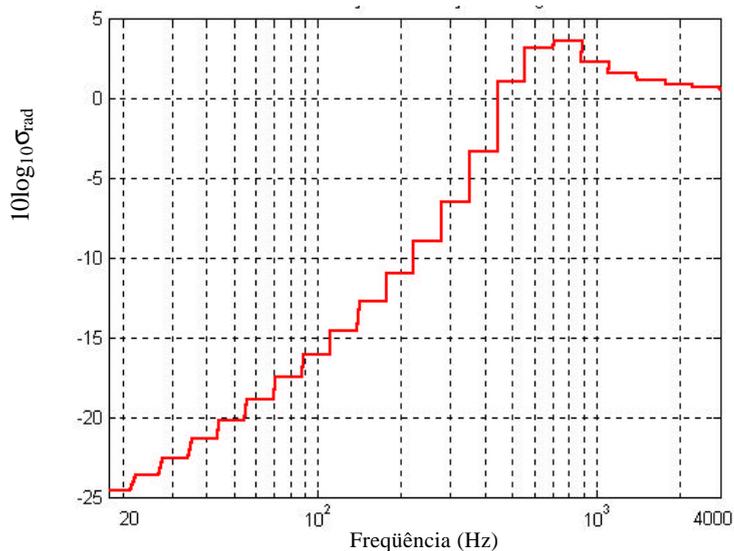


Figura 4.4 – Eficiência de radiação em bandas de 1/3 de oitava, estimada para as placas da região lateral do cabeçote.

As placas de proteção laterais das colunas (colunas *covers*) e também das calhas de saída de retalhos e de produto têm os mesmos parâmetros acústicos, que estão indicados na Tabela 4.3. A frequência crítica estimada para ambas foi de 2444,59 Hz, valor em que a eficiência de radiação das mesmas fica acima da unidade, conforme visto na Figura 4.5.

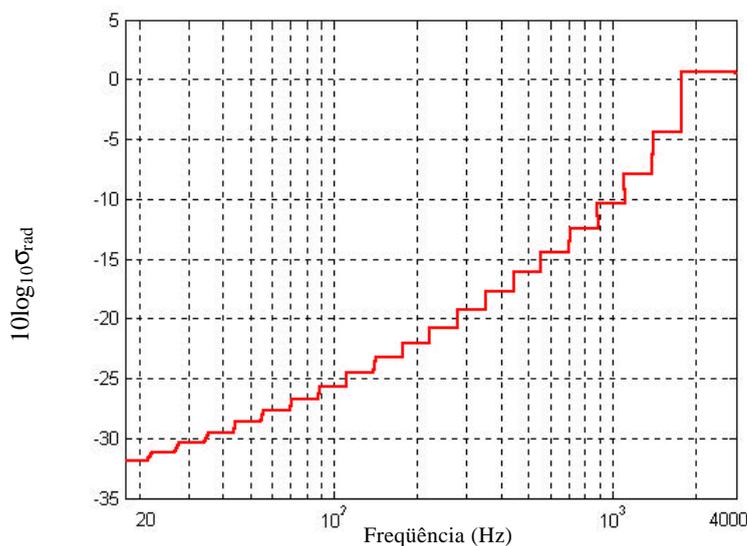


Figura 4.5 – Eficiência de radiação em bandas de 1/3 de oitava estimada para as placas de proteção das colunas (colunas *covers*).

O piso da prensa é constituído de placas de madeira cuja espessura é de 100 mm e a sua eficiência de radiação foi estimada conforme o modelo de placas finitas grossas. Na curva da Figura 4.6 nota-se que a eficiência de radiação é nula acima do valor de 579,71 Hz.

As estruturas da base inferior e das matrizes são suficientemente compactas, sendo que as eficiências de radiação das mesmas foram estimadas pelo modelo de corpos oscilantes (Figura 4.7).

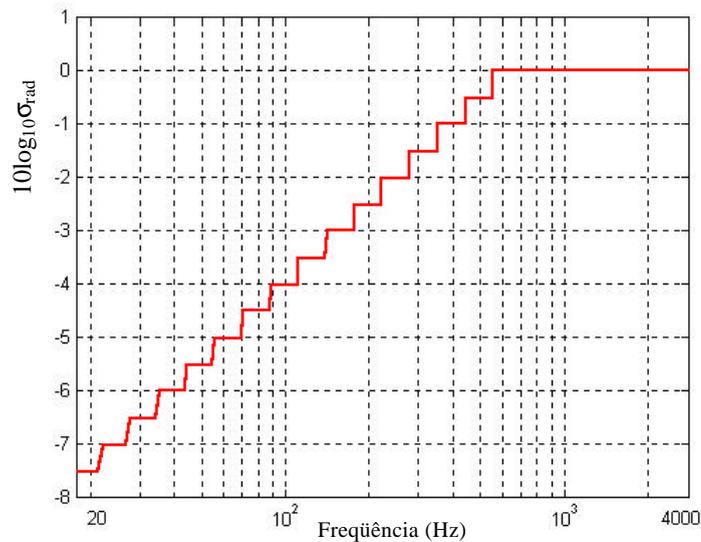


Figura 4.6 – Eficiência de radiação em bandas de 1/3 de oitava, estimada para as placas de madeira do piso da prensa.

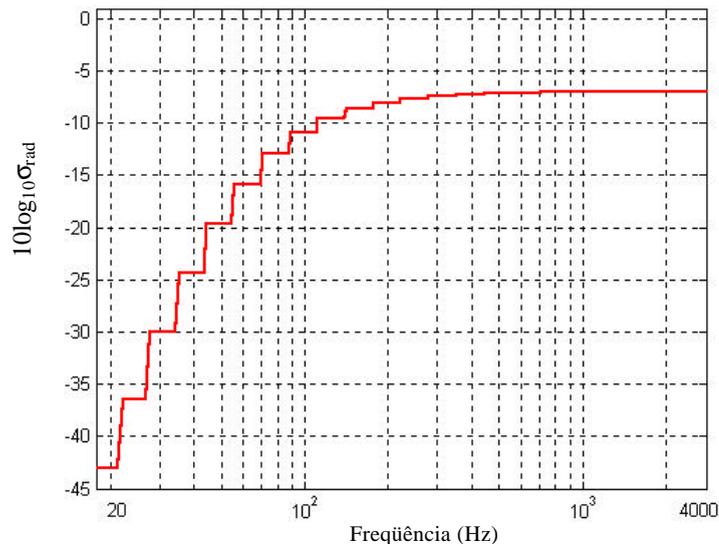


Figura 4.7 – Eficiência de radiação em bandas de 1/3 de oitava, estimada para a base inferior e matrizes da prensa.

### 4.3 - Velocidades médias de vibração espacial e temporal das estruturas da prensa

A Tabela 4.4 apresenta, por frequências nas bandas de um terço de oitava, os valores da velocidade média quadrática das diversas fontes analisadas na prensa. Observa-se que os maiores valores de velocidade quadrática se apresentam no cabeçote, seguido pelos da coluna lateral, com a base da matriz sendo uma das partes da prensa que apresenta os menores valores de velocidade de vibração.

### 4.4 - Potência sonora devido às vibrações das estruturas

A Figura 4.8 mostra o histórico temporal dos níveis de pressão sonora impulsivo [dB (Impulso)] medido a um metro do martelo na traseira da prensa, que é a posição do operador.

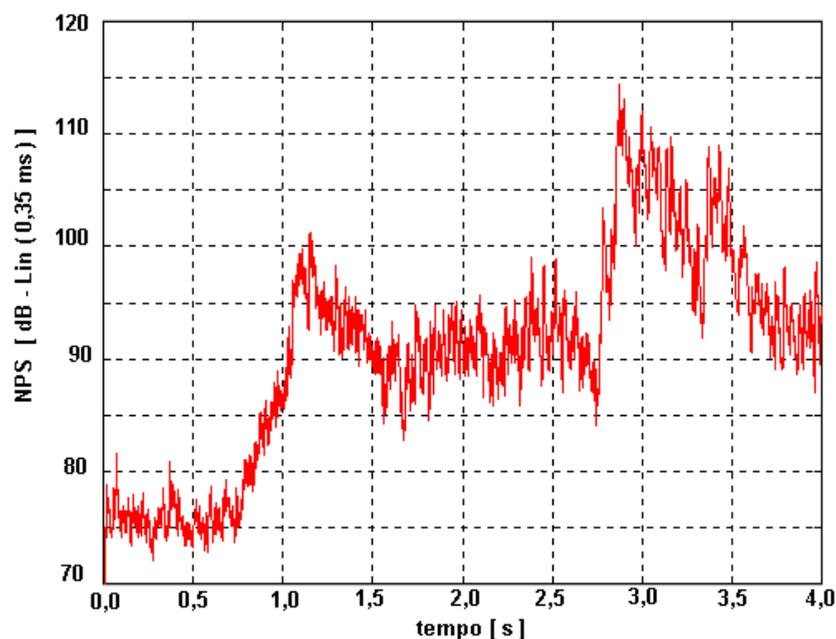


Figura 4.8 – Histórico temporal dos níveis de ruído impulsivo medido nas proximidades da prensa.

Observa-se, na Figura 4.8 que após um impulso inicial de 100 dB devido ao início do acionamento do martelo, o nível de ruído impulsivo reduz para 90 dB durante o movimento descendente do martelo e, no processo de conformação, os

níveis chegam a atingir valores da ordem de 115 dB, voltando a seguir para as proximidades dos 90 dB.

Devido à grande variação observada nos níveis de pressão sonora durante o ciclo de trabalho da prensa, os resultados de potência sonora radiados pela estrutura foram divididos em dois níveis: nível  $L_{eq}$  (dBA – 1 s), que é o nível médio de todo o ciclo de estampagem, e nível máximo impulsivo (dB – 0,35 ms.). Esta escolha se deve ao fato de que a NR-15 utiliza dois critérios para avaliação acústica em termos de segurança do trabalho:  $L_{eq}$  e nível máximo.

#### 4.4.1 - POTÊNCIA SONORA RADIADA PELO MARTELO

Na Figura 4.9 estão mostrados os níveis máximos de potência sonora NWSI, em função de bandas de 1/3 de oitava, radiados pelo martelo durante o um ciclo de operação da prensa .

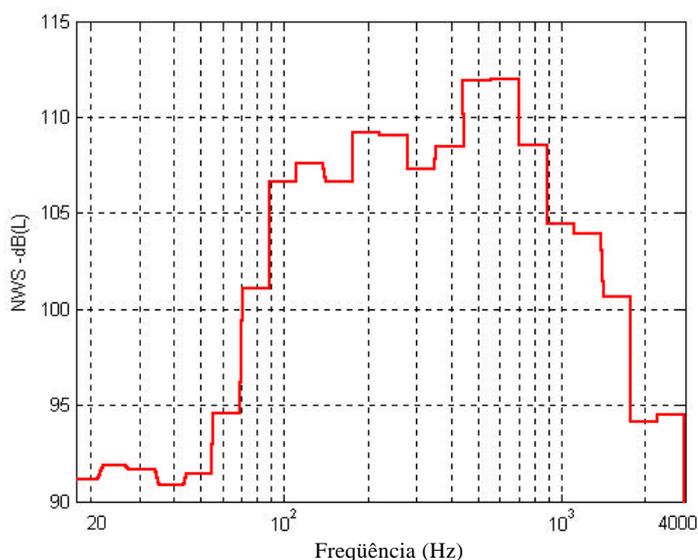


Figura 4.9 – Níveis máximos de potência sonora em bandas de 1/3 de oitava, estimados para o martelo.

Tabela 4.4 - Valores de velocidade média de vibração das estruturas da prensa (m/s).

Frequência 1/3 oitava	Base	Colunas covers	Colunas Atrás superior	Colunas Frente superior	Colunas Frente inferior	Martelo	Cabeçote frontal	Cabeçote lateral	Matriz inferior	Piso de madeira	Calhas
20,0	3,636	11,752	10,174	8,451	11,145	9,298	9,617	16,352	-0,355	9,554	20,581
25,0	9,925	17,362	17,199	15,630	18,208	14,157	15,295	23,419	6,932	16,025	25,648
31,6	14,214	23,546	21,931	21,547	24,234	17,499	20,162	29,323	12,747	21,374	29,558
40,0	17,257	28,029	28,352	26,957	27,643	19,985	27,954	34,320	17,175	26,302	31,639
50,0	19,484	31,276	34,404	31,828	33,355	24,277	33,998	39,699	18,310	30,893	35,369
63,0	23,960	34,650	45,144	40,076	38,484	27,654	40,830	44,416	22,267	36,690	39,187
80,0	22,152	37,536	45,573	42,071	39,518	34,480	45,249	48,651	21,241	39,290	42,669
100,0	26,000	39,136	44,503	43,474	43,701	41,688	50,048	49,856	28,562	42,621	42,087
125,0	27,427	43,465	55,553	50,376	45,266	43,851	55,730	56,126	36,957	48,416	45,687
160,0	29,779	43,346	49,695	49,986	46,581	45,009	55,455	55,925	33,397	47,424	47,979
200,0	30,846	46,498	46,464	52,038	49,302	48,381	57,799	54,334	38,089	49,113	47,906
250,0	32,161	47,153	47,893	49,334	47,051	47,474	59,547	60,023	37,350	49,478	47,229
316,0	31,546	46,993	49,434	52,258	47,783	45,731	58,389	55,005	39,135	49,341	48,783
400,0	32,550	44,684	48,635	52,769	46,514	44,787	58,561	52,562	42,959	48,934	46,345
500,0	33,774	44,755	45,006	48,798	44,310	45,037	55,078	52,259	45,976	47,652	45,407
630,0	30,262	44,781	45,405	47,650	41,901	42,217	56,492	55,139	48,887	47,809	45,746
800,0	34,166	40,770	43,970	44,647	40,346	39,316	50,557	48,105	51,627	44,917	46,237
1000,0	36,203	37,572	40,322	41,590	36,312	36,652	48,454	45,401	51,656	42,245	42,458
1250,0	28,279	33,994	35,367	39,437	32,205	35,767	45,301	42,100	51,272	39,430	42,673
1600,0	23,067	27,384	27,731	31,073	27,217	32,069	38,917	37,209	45,397	33,375	41,737
2000,0	20,343	23,805	26,058	26,336	23,917	26,298	35,785	33,195	41,709	29,638	39,699
2500,0	17,219	21,993	20,280	23,502	20,562	24,933	31,871	29,470	35,181	25,974	37,386
3160,0	14,148	16,778	17,031	18,477	17,397	18,959	24,949	23,562	29,394	20,818	37,447

Na Figura 4.10 são mostrados os níveis  $Leq$  de potência sonora, em função de bandas de 1/3 de oitava, radiados pelo martelo durante um ciclo de operação da prensa.

Observa-se, da comparação das Figuras 4.9 e 4.10, uma queda acentuada ( 20 dB) nos níveis de potência sonora irradiados pelas vibrações do martelo quando se integra durante todo o ciclo do processo de estampagem, caracterizando bem o efeito de curtíssima duração dos processos de desaceleração e aceleração do martelo durante o processo de estampagem.

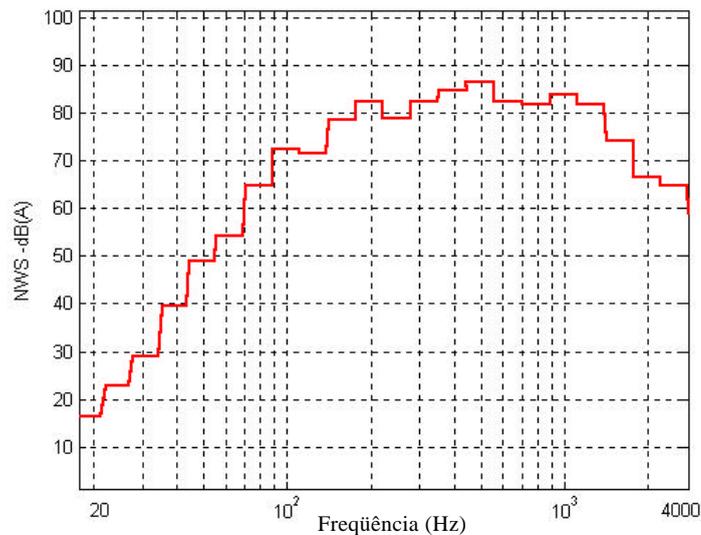


Figura 4.10 – Níveis médios de potência sonora -  $Leq$ , em de bandas de 1/3 de oitava, estimados para o martelo.

#### 4.4.2 - Potência sonora radiada pela base

Nas Figuras 4.11 e 4.12 estão mostrados os níveis de ruído máximo e  $Leq$ , respectivamente, de potência sonora, em função de bandas de 1/3 de oitava, radiados pela base durante um ciclo de operação da prensa . Comparando-se os níveis de potência sonora irradiados pelas vibrações da base com os do martelo (Figuras 4.9 e 4.10), observa-se que estes são em média bem menores do que aqueles.

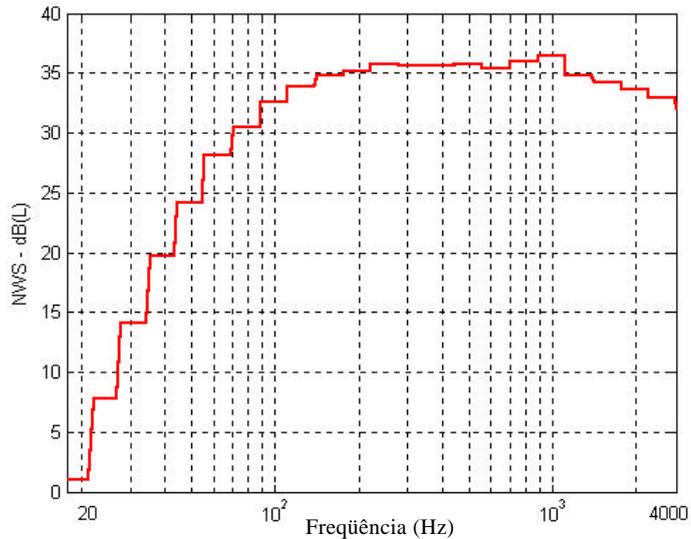


Figura 4.11 – Níveis máximos potência sonora, em bandas de 1/3 de oitava, estimados para a base da prensa .

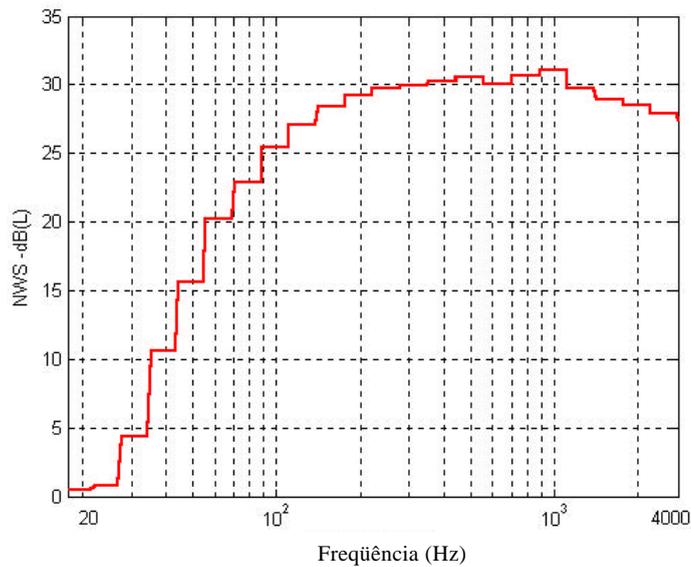


Figura 4.12 – Níveis médios de potência sonora - Leq, em bandas de 1/3 de oitava, estimados para a base da prensa .

#### 4.4.3 - Potência sonora radiada pelo cabeçote

Os valores de níveis máximos de potência sonora em função de bandas de 1/3 de oitava, na região frontal estão mostrados na Figura 4.13. A resposta dessa estrutura a todos os eventos na fase de conformação com níveis de vibração

elevados em uma área superficial de grande dimensão explica esse comportamento.

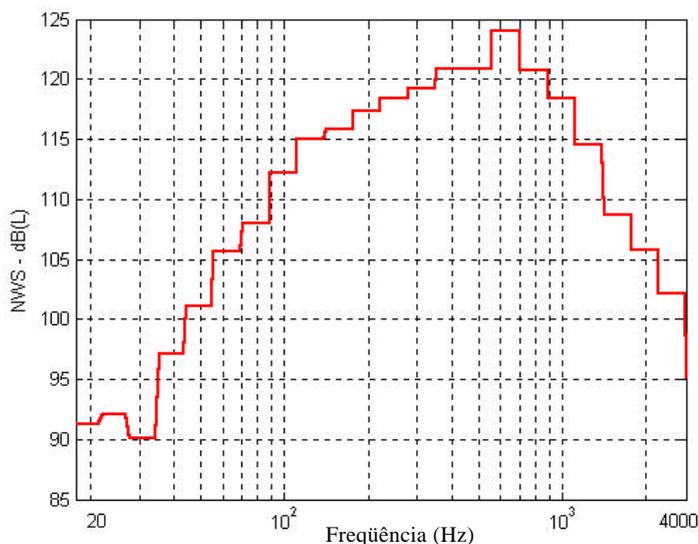


Figura 4.13 – Níveis máximos de potência sonora, em bandas de 1/3 de oitava, estimados para o cabeçote na região frontal.

Da mesma forma os valores de níveis máximos de potência sonora em função de bandas de 1/3 de oitava, durante o processo de desaceleração e aceleração do martelo, radiados pelo cabeçote na região lateral estão mostrados na Figura 4.14.

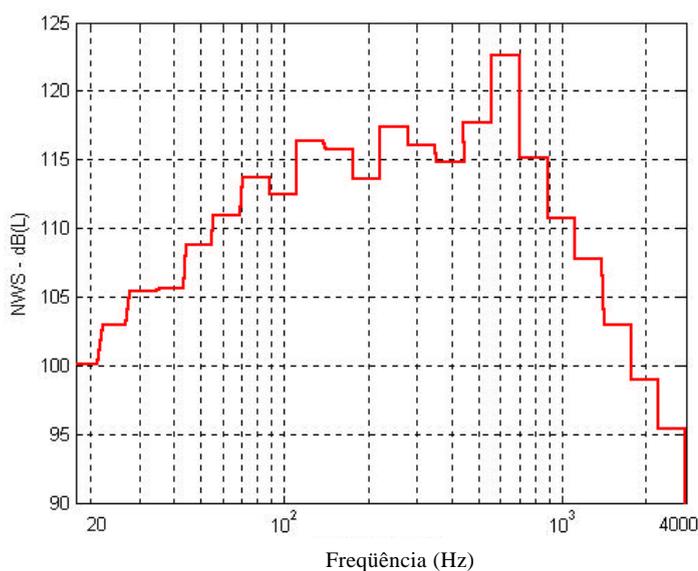


Figura 4.14 – Níveis máximos de potência sonora, em bandas de 1/3 de oitava, estimados para o cabeçote na região lateral.

Na análise das Figuras 4.13 e 4.14, não se deve esquecer de que os valores apresentados são de uma fonte pontual a 5,0 m de altura. Os níveis de ruído impulsivo ao nível do ouvido do operador, devido à radiação sonora do cabeçote, serão bem menores do que o oriundo do martelo, principalmente quando se considerar a atenuação da cabina acústica existente no cabeçote. O ruído impulsivo oriundo das vibrações da caixa de engrenagens é significativo no momento do acionamento do martelo, quando os níveis de potência sonora máximos alcançam valores de aproximadamente 10 dB acima dos valores mostrados na Figura 4.8.

Os valores de níveis médios ( $L_{eq}$ ) de potência sonora em função de bandas de 1/3 de oitava, radiados pelo cabeçote nas regiões frontais e laterais, estão mostrados nas Figuras 4.15 e 4.16, respectivamente.

Ao contrário do ruído impulsivo, observa-se da comparação das Figuras 4.15 e 4.16 que o ruído médio ( $L_{eq}$ ) radiado pelas vibrações do cabeçote são bastante significativos quando comparados com os radiados pelo martelo, mesmo considerando a altura da fonte pontual. Isto ocorre devido ao fato de que o cabeçote vibra bastante durante todo o ciclo de conformação, apresentando valores máximos nas fases de acionamento do martelo, impacto do martelo e desaceleração do martelo no ponto morto superior.

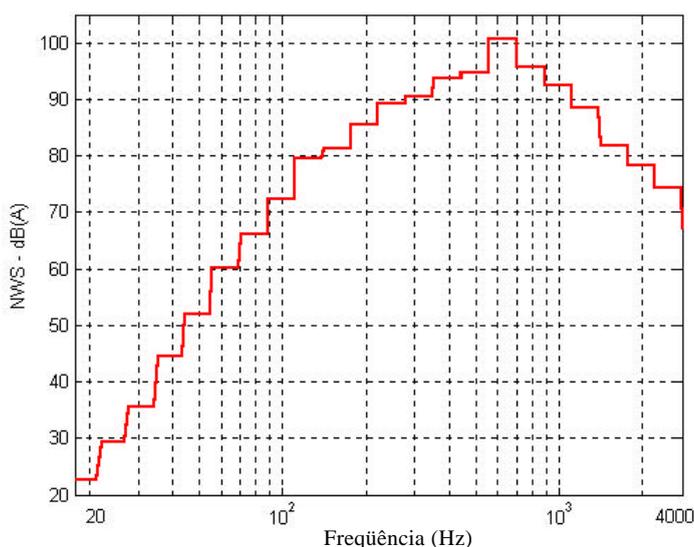


Figura 4.15 – Níveis médios de potência sonora –  $L_{eq}$ , em bandas de 1/3 de oitava, estimados para o cabeçote na região frontal.

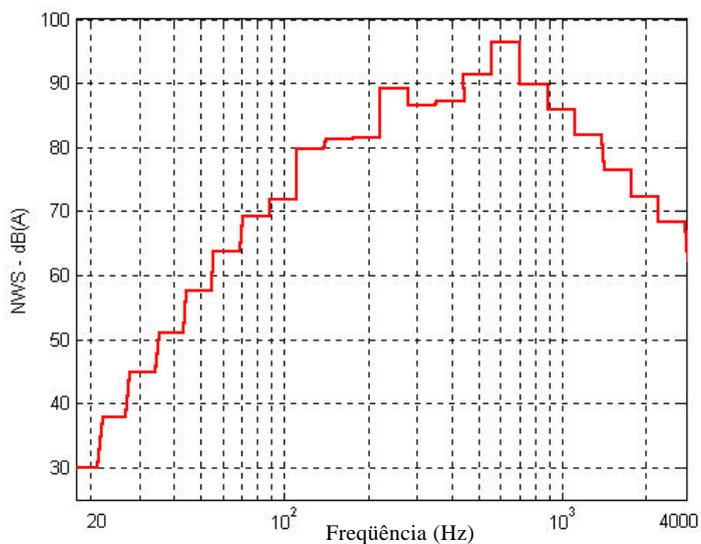


Figura 4.16 – Níveis médios de potência sonora - Leq, em bandas de 1/3 de oitava, estimados para o cabeçote na região lateral .

#### 4.4.4 - Potência sonora radiada pelas colunas

Nas Figuras 4.17 e 4.18 estão mostrados os níveis máximos (dB Impulsivo) e médios (Leq - dBA) de potência sonora, respectivamente, radiados pelas placas frontais e traseiras da coluna da prensa na região atrás superior, em função de bandas de 1/3 de oitava.

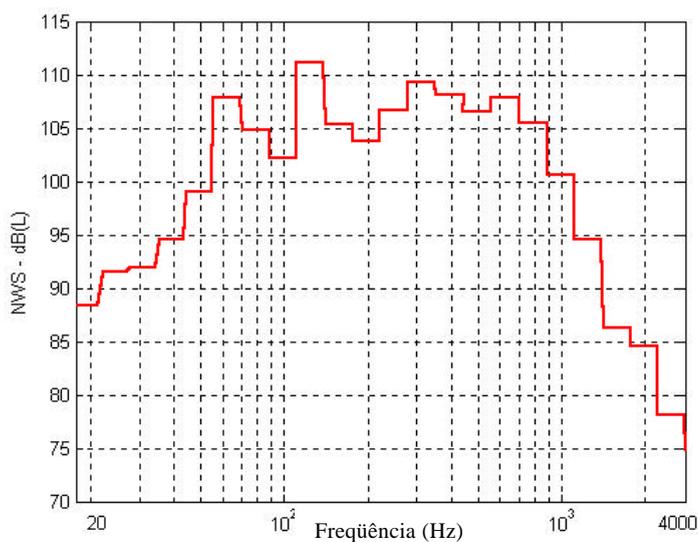


Figura 4.17 – Níveis máximos de potência sonora, em bandas de 1/3 de oitava, estimados para a região atrás superior das colunas.

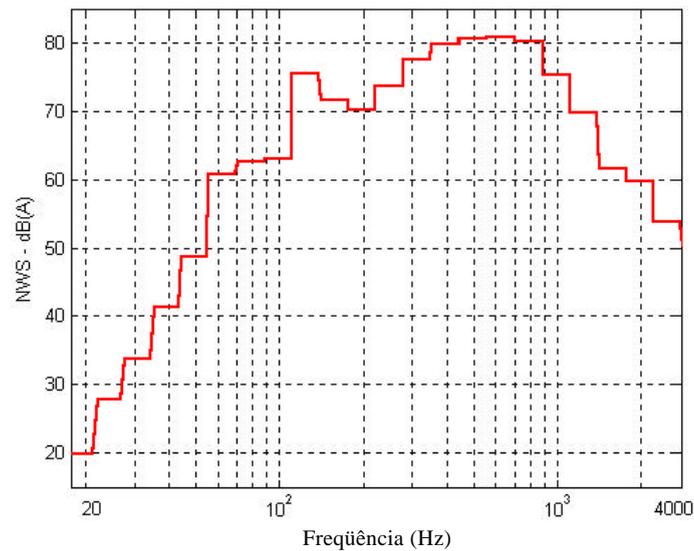


Figura 4.18 – Níveis médios de potência sonora - Leq , em bandas de 1/3 de oitava, estimados para a região atrás superior das colunas.

Nas Figuras 4.19 e 4.20, são apresentados os níveis de potência sonora máximos e médios em função de bandas de 1/3 de oitava das placas das colunas nas regiões frontais superiores, cujos valores estão ligeiramente abaixo aos da região atrás superior.

As curvas de potência sonora máximas e médias, em função das bandas de 1/3 de oitava, das placas das colunas, nas regiões frente inferior, são apresentadas nas Figuras 4.21 e 4.22, nas quais pode-se verificar que os valores dessa região são inferiores aos apresentados nas colunas nas regiões superiores .

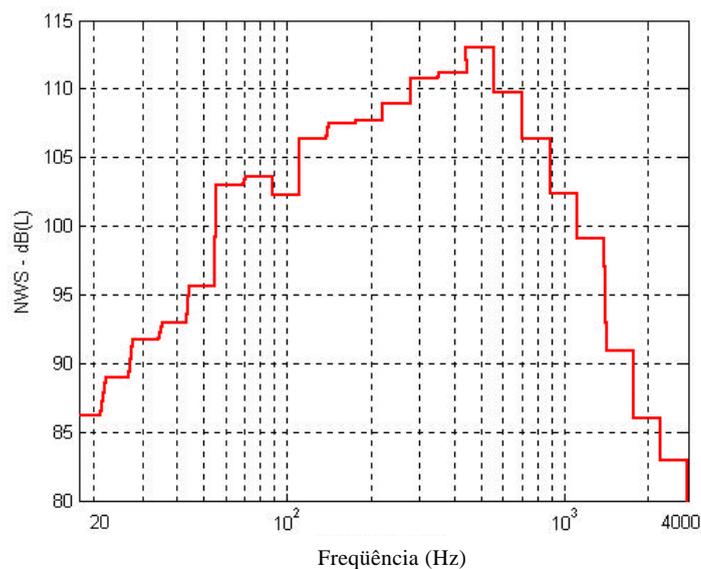


Figura 4.19 – Níveis máximos de potência sonora, em bandas de 1/3 de oitava, estimados para a região frontal superior das colunas.

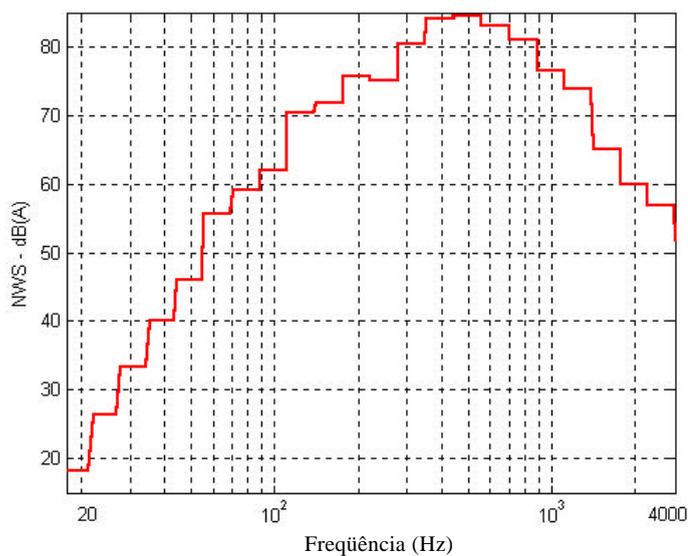


Figura 4.20 – Níveis médios de potência sonora - Leq, em bandas de 1/3 de oitava, estimados para a região frontal superior das colunas.

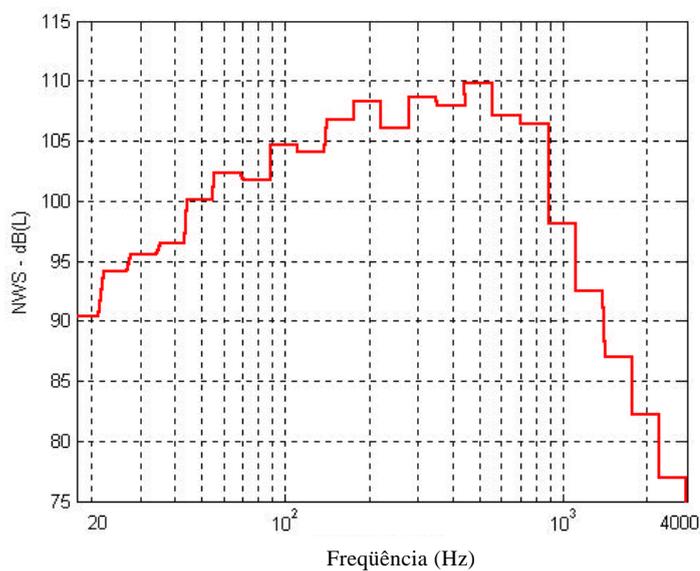


Figura 4.21 – Níveis máximos de potência sonora, em bandas de 1/3 de oitava, estimados para a região frente inferior das colunas.

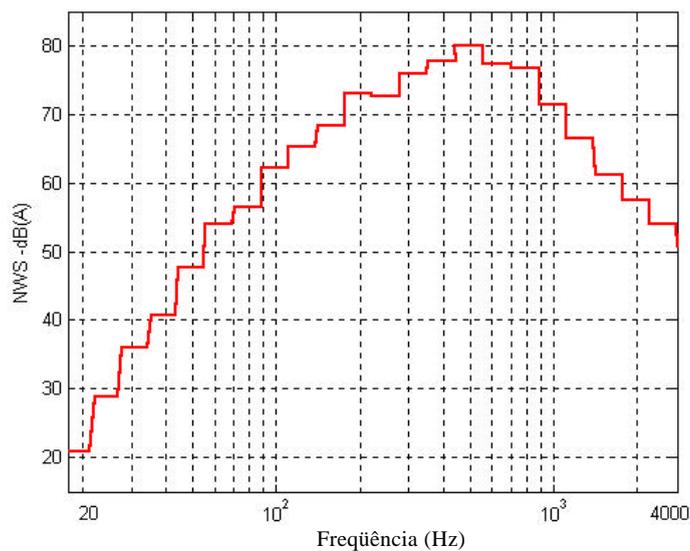


Figura 4.22 – Níveis médios de potência sonora - Leq, em bandas de 1/3 de oitava, estimados para a região frente inferior das colunas.

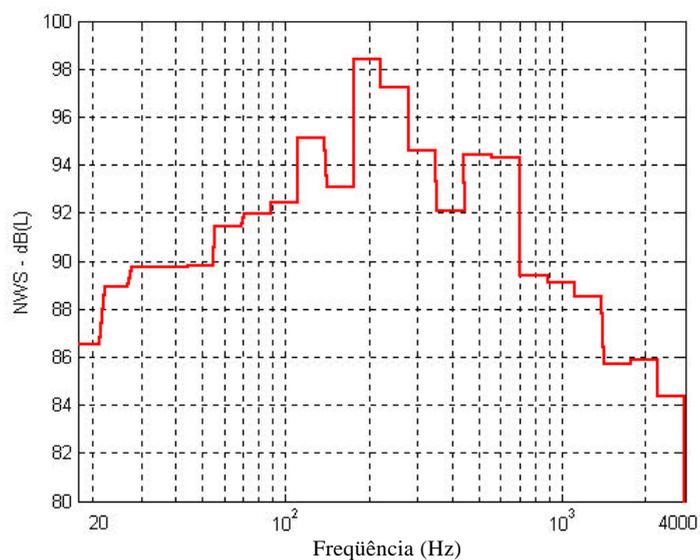


Figura 4.23 – Níveis máximos de potência sonora, em bandas de 1/3 de oitava, estimados para as placas de proteção das colunas (*covers*).

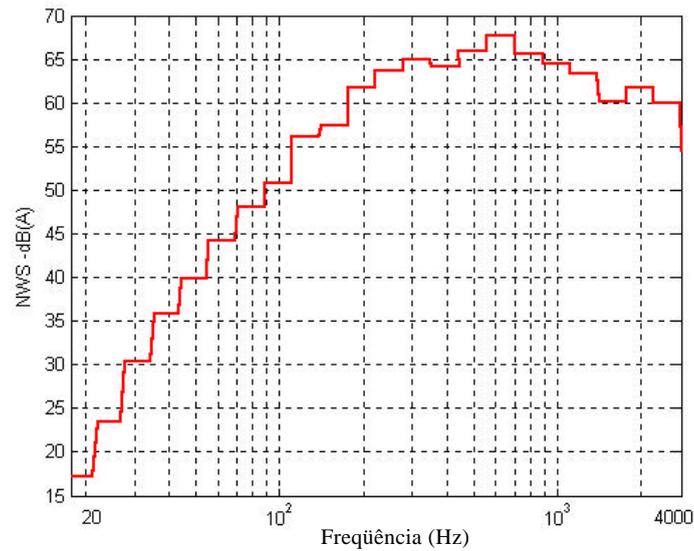


Figura 4.24 – Níveis médios de potência sonora -  $Leq$ , em bandas de 1/3 de oitava, estimados para as placas de proteção das colunas (covers) .

#### 4.4.5- Potência sonora radiada pelas matrizes

Nas Figuras 4.25 e 4.26 estão mostrados os níveis de ruído impulsivo e  $Leq$ , respectivamente, de potência sonora, em função de bandas de 1/3 de oitava, radiados pelas matrizes durante um ciclo de operação da prensa.

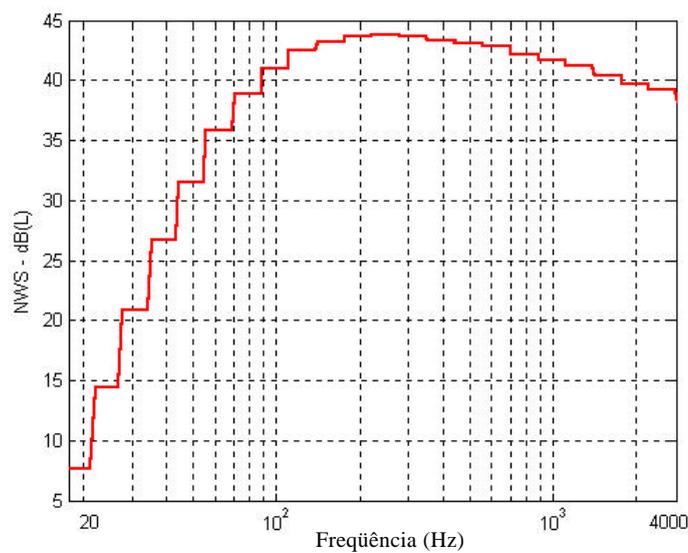


Figura 4.25 – Níveis máximos de potência sonora, em bandas de 1/3 de oitava, estimados para as matrizes .

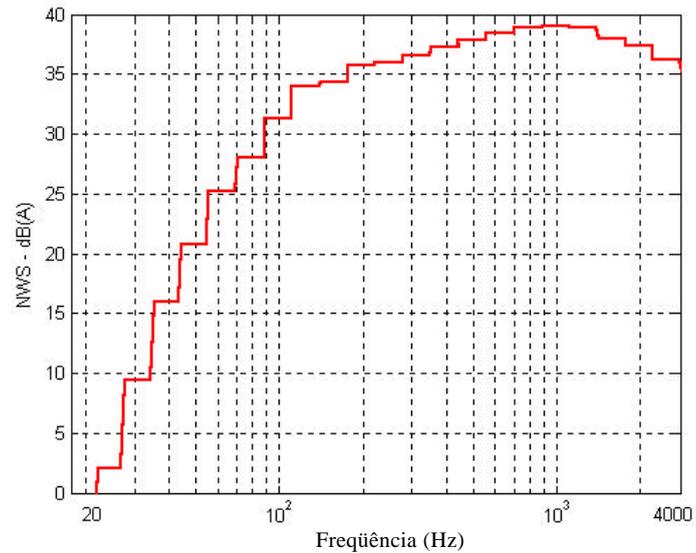


Figura 4.26 – Níveis médios de potência sonora – Leq, em bandas de 1/3 de oitava, estimados para as matrizes.

#### 4.4.6 - Potência sonora radiada pelas calhas

Nas Figuras 4.27 e 4.28 estão mostrados os níveis máximos (dB Impulsivo) e médios (Leq - dBA) de potência sonora, respectivamente, radiados pelas calhas de saída de retalhos e produtos da estampagem.

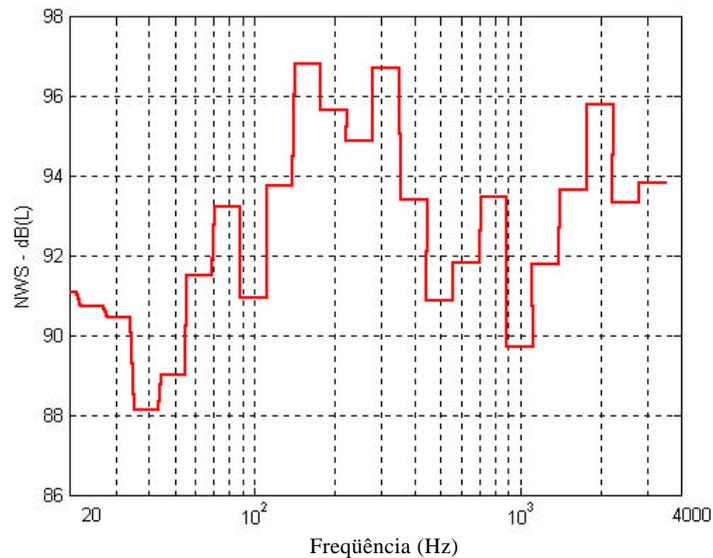


Figura 4.27 – Níveis máximos de potência sonora, em bandas de 1/3 de oitava, estimados para as calhas.

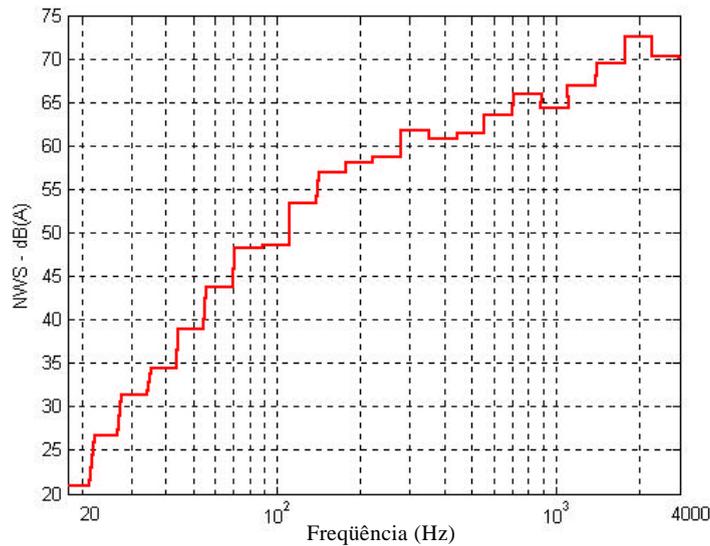


Figura 4.28 – Níveis médios de potência sonora – Leq, em bandas de 1/3 de oitava, estimados para as calhas.

#### 4.4.7 - Potência sonora radiada pelas placas de madeira do piso

Nas Figuras 4.29 e 4.30 estão mostrados os níveis máximos (dB Impulsivo) e médios (Leq - dBA) de potência sonora, respectivamente, radiados pelas placas de madeira do piso da prensa, em função de bandas de 1/3 de oitava.

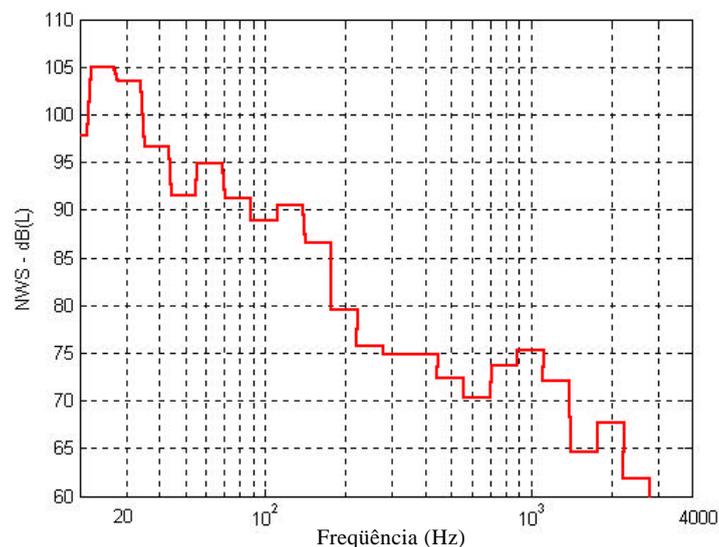


Figura 4.29 – Níveis máximos de potência sonora, em bandas de 1/3 de oitava, estimados para as placas de madeira do piso .

Os níveis máximos de potência sonora estão concentrados nas baixas frequências, ou seja, na faixa de 60 a 200 Hz, que corresponde à resposta dessas estruturas ao impacto do martelo.

Na Figura 4.30, que mostra os níveis médios de potência sonora para o piso de madeira, os maiores valores observados estão acima da frequência de 630 Hz .

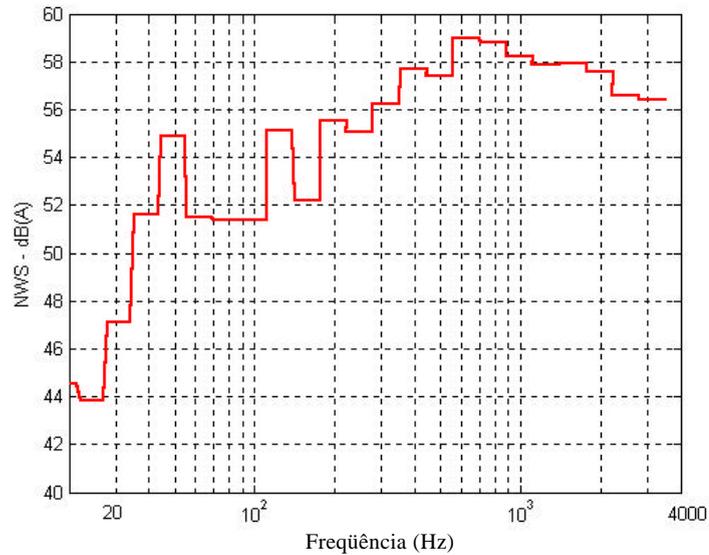


Figura 4.30 – Níveis médios de potência sonora - Leq, em bandas de 1/3 de oitava, estimados para as placas de madeira do piso .

#### 4.4.8 - Potência sonora radiada pela embreagem, freio e motor elétrico

Na Figura 4.31 são mostrados os níveis médios de potência sonora em função de bandas de 1/3 de oitava, estimados para a região próxima à embreagem da prensa.

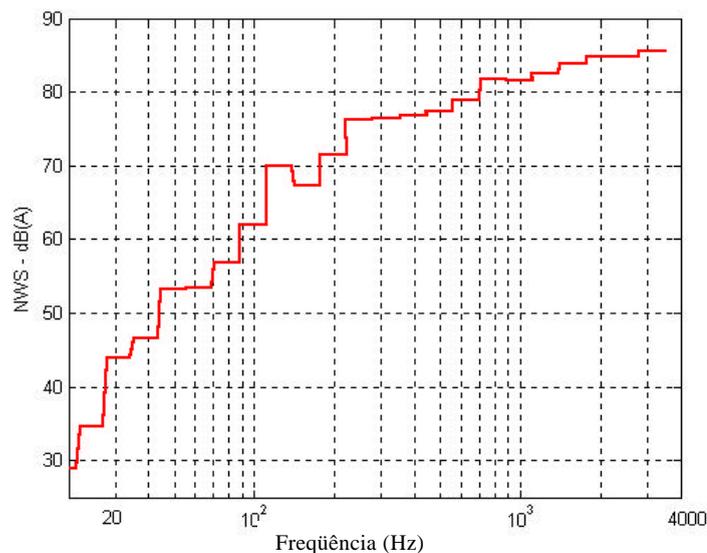


Figura 4.31 – Valores dos níveis de potência sonora médios, em função de bandas de 1/3 de oitava, estimados para a embreagem da prensa.

Na Figura 4.32 são mostrados os níveis médios de potência sonora, em função de bandas de 1/3 de oitava, estimados para a região em frente ao freio da prensa e, na Figura 4.33 são mostrados os níveis médios de potência sonora, em função de bandas de 1/1 oitava, estimados para o motor elétrico da prensa, sendo que o motor representa a fonte de ruído contínuo e está localizado na base superior do cabeçote .

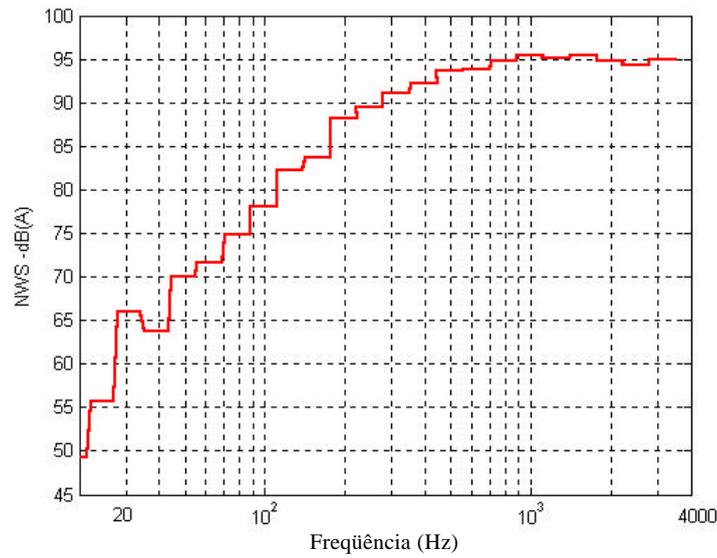


Figura 4.32 – Valores dos níveis de potência sonora médios –Leq, em função de bandas de 1/3 de oitava, estimados para o freio da prensa .

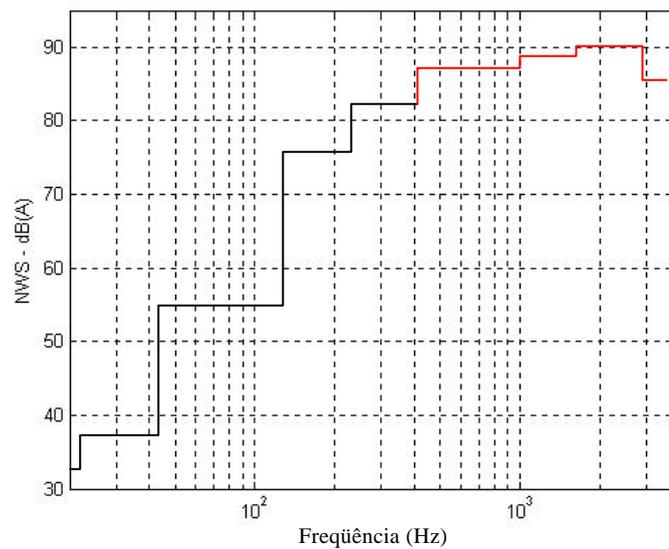


Figura 4.33 – Valores dos níveis de potência sonora médios, em função de bandas de oitava, estimados para o motor da prensa.

#### 4.4.9 - Potência sonora estimada para o interior da caixa de engrenagens (cabeçote)

Na Figura 4.34 são mostrados os níveis médios de potência sonora NWSL, em função de bandas de 1/3 de oitava, estimados para a região dentro da caixa de engrenagens.

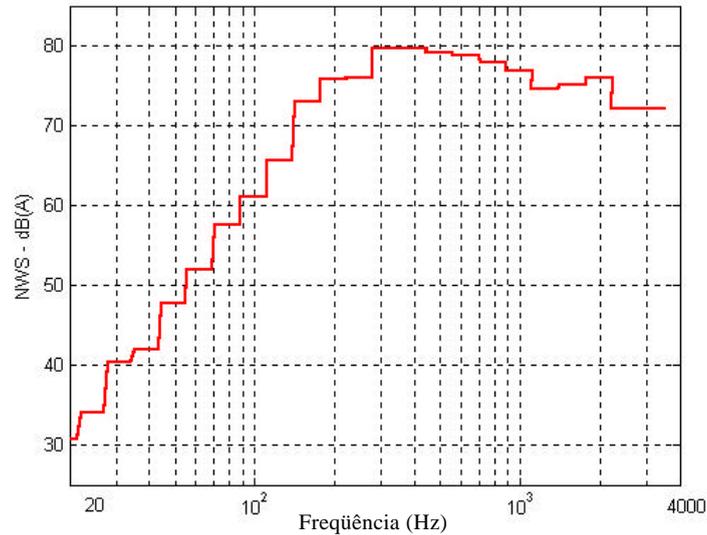


Figura 4.34 – Valores dos níveis de potência sonora médios, em função de bandas de oitava, estimados para o interior da caixa de engrenagens da prensa.

Apesar do nível contínuo de 89 dBA de  $L_{eq}$  ser um nível de ruído bastante elevado, estimou-se que as paredes da caixa de engrenagens tenham uma perda de transmissão de no mínimo 30 dBA. Isto implica que os níveis de ruído transmitido para fora da caixa de engrenagens não são significativos quando comparados com as outras fontes de ruído da prensa.

## Capítulo 5

### ANÁLISE DE RESULTADOS

#### 5.1 – Histórico temporal do nível de pressão sonora

Para a análise e definição dos principais componentes geradores do ruído na prensa, optou-se por trabalhar também com níveis de pressão sonora, uma vez que a legislação vigente (NR-15) trabalha com estes níveis. Os níveis estudados serão o  $Leq$  (dBA – 1,0 s) para avaliação da poluição sonora e  $NPS_{max}$ , nível máximo de Pressão Sonora (linear – 35 ms), para estudo do ruído impulsivo.

Para o cálculo de  $Leq$  assume-se que a prensa realiza 167 operações por hora, que é o valor médio anual por agrupamento de prensas de 900 ton.

Para a análise no campo direto foram utilizadas as médias dos sinais de pressão sonora adquiridos em quatro posições nas proximidades da prensa, quando só a mesma estava em funcionamento e os níveis de potência sonora estimadas para os principais componentes que irradiam o ruído.

Na Figura 5.1 é mostrado um gráfico representativo do histórico temporal dos níveis de pressão sonora medidos a 1 metro (1,5 m de altura) da base da prensa. Nesta figura também são mostradas as sete fases de um ciclo de operação da prensa, as quais foram denominadas de: A-B) Aceleração do martelo, B-C) descida do martelo, C-D) impacto do martelo, D-E) fratura do material, E-F = G-H) subida do martelo e H-I) desaceleração e parada do martelo no ponto morto superior.

Observa-se na Figura 5.1 que as maiores amplitudes de pressão sonora ocorrem nas fases de impacto (C-D) e fratura do material (D-E) da prensa. No restante do ciclo os níveis de pressão sonora se situam em torno de 16 dB abaixo dos níveis das fases de impacto e fratura do material.

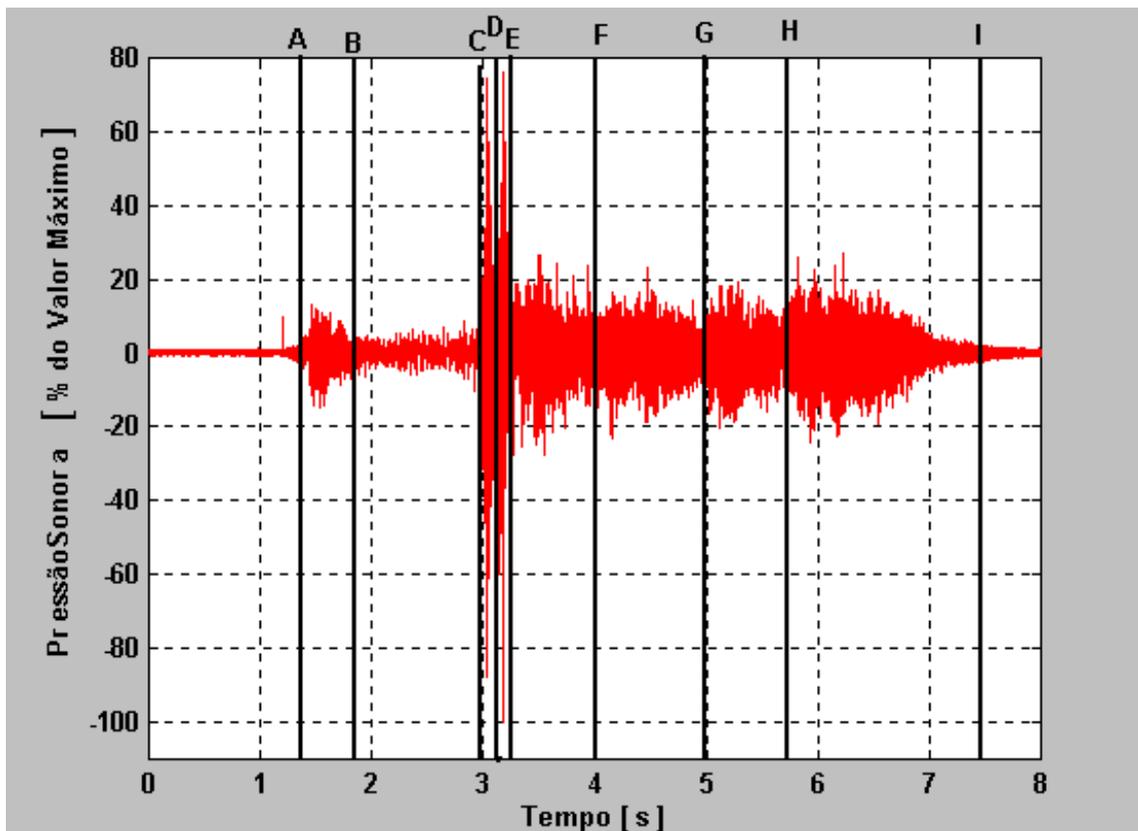


Figura 5.1 – Histórico da pressão sonora no campo direto da prensa .

Para realizar o estudo do histórico tempo/freqüência dos níveis de pressão sonora ao longo de um ciclo de trabalho da prensa, simulou-se um medidor de pressão sonora digital conforme o procedimento a seguir:

- Aquisição e conversão A/D dos sinais dos microfones.
- Filtragem digital dos sinais em bandas de 1/3 de oitava utilizando um projeto Butterworth de 4 pólos, simulando filtros de 1/3 de oitava Classe II (S1.11-1966,1966).
- Quadratura dos sinais filtrados
- Integração dos sinais digitais simulando os circuitos RC via diferenças finitas. As constantes de tempo utilizadas foram de 1 segundo para o circuito Leq e 35 ms (ruído impulsivo) para o nível máximo de pressão sonora.
- Após o circuito médio quadrático, a curva de ponderação A foi adicionada aos valores de Leq em bandas de 1/3 de oitava.

Nas Figuras 5.2 e 5.3 são mostradas as curvas de isopressão do nível máximo de pressão impulsiva, NPSmax (linear – rápida) e Leq (dBA – lenta), respectivamente, em função de bandas de 1/3 de oitava (20 – 3.150 Hz) e fases do

ciclo de operação da prensa. As medições foram realizadas a um metro da base da prensa, aproximadamente. Para efeitos de análise, as curvas de níveis têm uma resolução de 6 dB.

Um resumo das Figuras 5.2 e 5.3, é apresentado na Tabela 5.1 que mostra os valores médios totais de NPSmax e Leq para o campo direto da prensa, em função da fase do ciclo de estampagem.

Observa-se na Figura 5.2 que a energia do ruído irradiado concentra-se na faixa de baixas frequências, 100 Hz a 500 Hz, e também que os níveis máximos do ruído impulsivo estão centrados na fase C-D, atingindo valores de até 120 dB. A figura 5.3 mostra que o ruído é distribuído em uma ampla faixa de frequências que vai de 50 Hz a 3000 Hz.

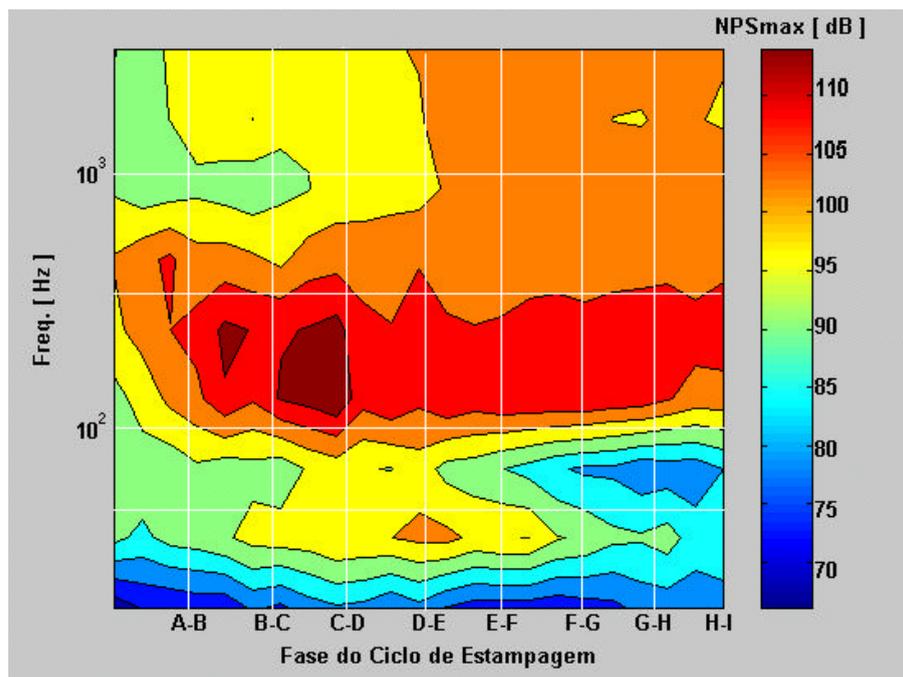


Figura 5.2 – Curvas de níveis fase – banda de 1/3 de oitava do NPSmax no campo direto da prensa .

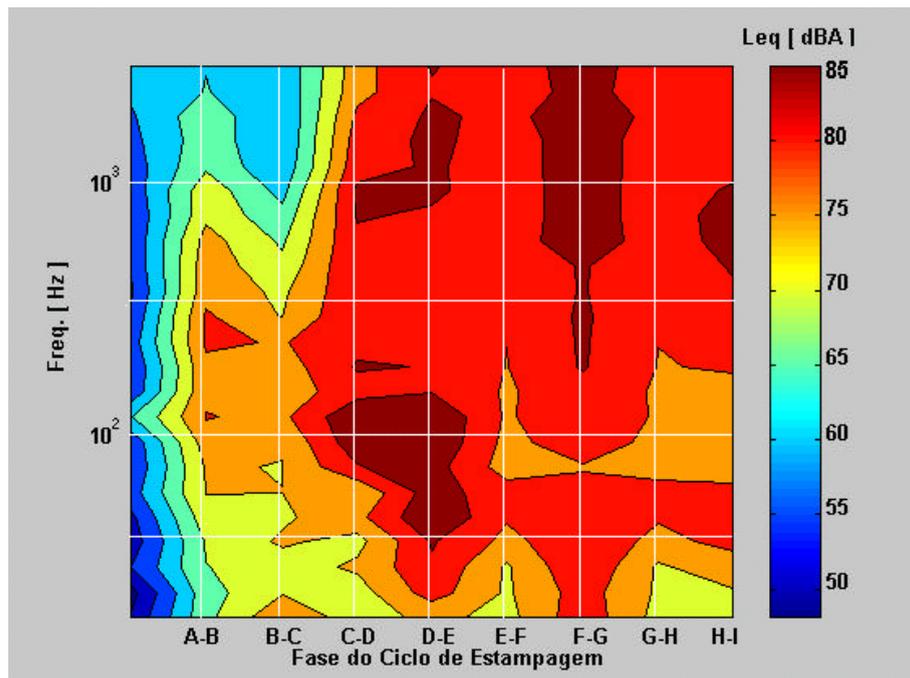


Figura 5.3 – Curvas de níveis fase – banda de 1/3 de oitava do Leq médio no campo direto da prensa.

Tabela 5.1 - Valores médios totais de NPSmax e Leq para o campo direto da prensa , em função da fase do ciclo de estampagem.

	FASE								
	Fundo	A-B	B-C	C-D	D-E	E-F	F-G	G-H	H-I
NPSmax dB (L)	92	100	95	120	118	105	105	105	98
Leq dB (A)	69	88	87	91	97	100	94	94	95

## 5.2 – Caracterização dos eventos ao longo do ciclo de estampagem

Nas Figuras 5.4 e 5.5 são mostrados uma série de gráficos representativos dos históricos temporais do ruído originado das vibrações de origem estrutural e, sua ocorrência no ciclo de estampagem.

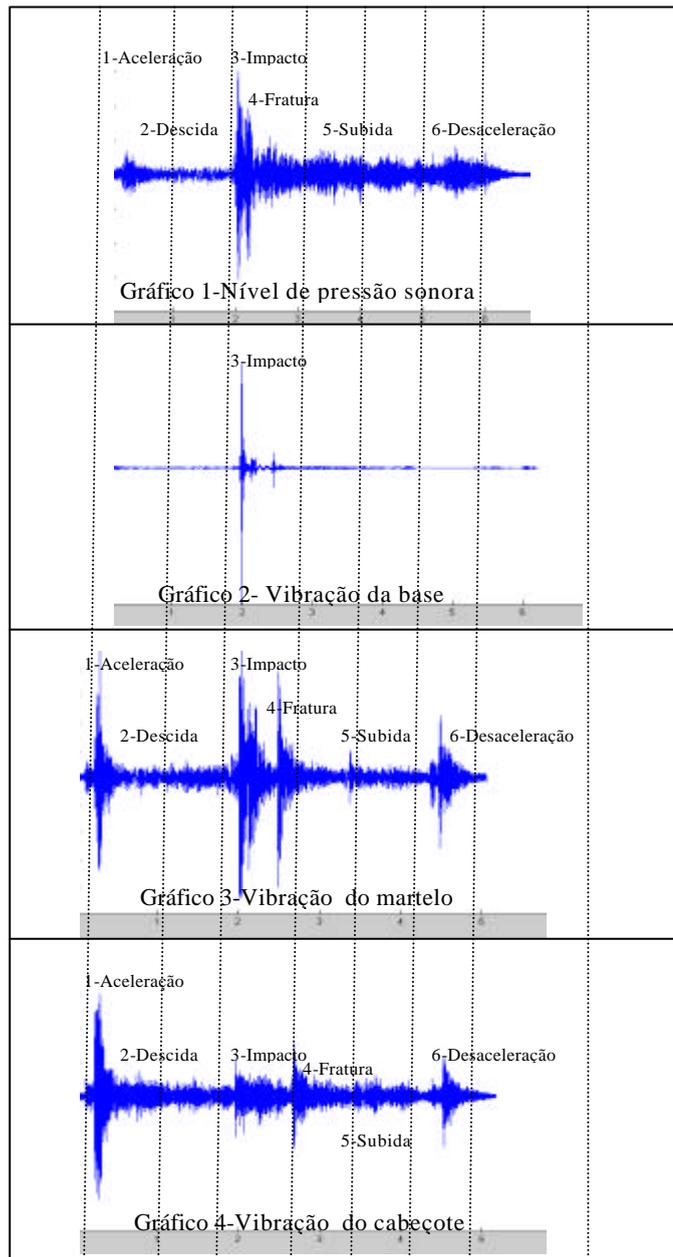


Figura 5.4 - Curvas de histórico temporal do ruído no ciclo de estampagem nas estruturas da base, martelo e cabeçote da prensa .

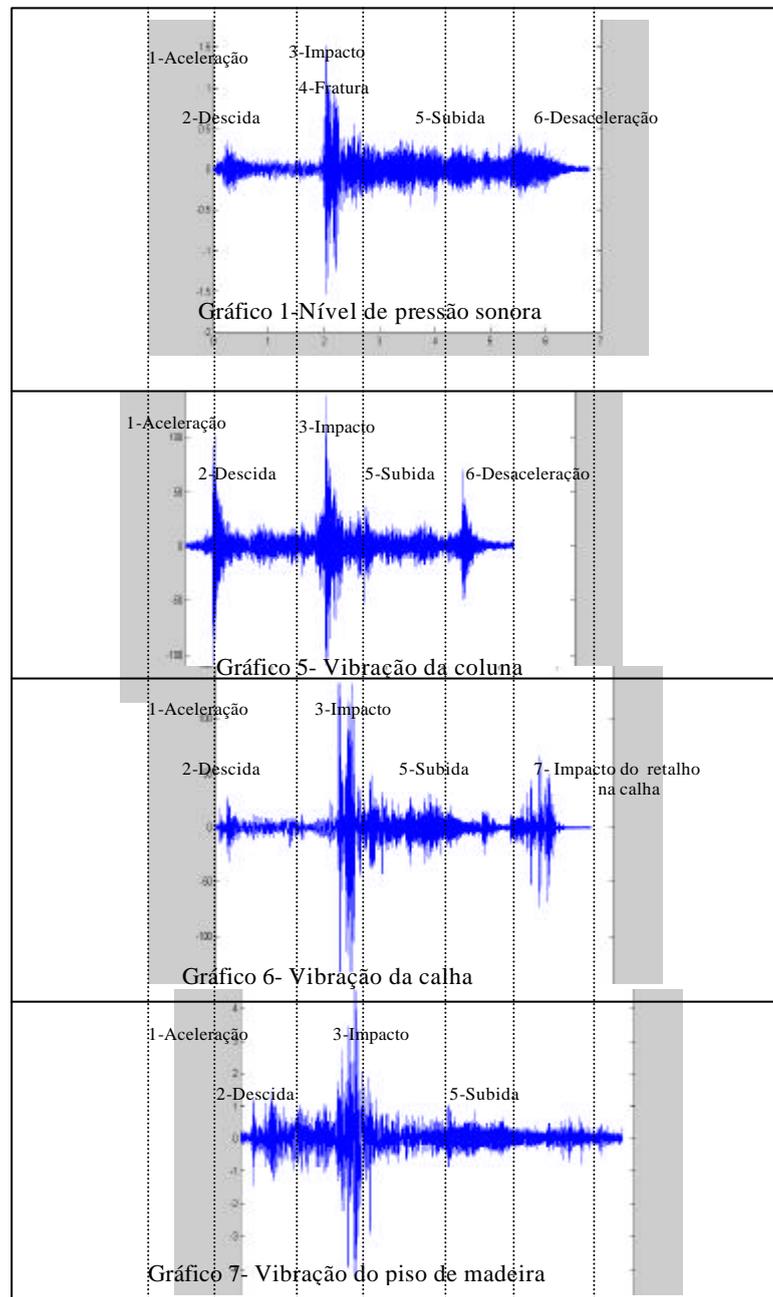


Figura 5.5 - Curvas de histórico temporal do ruído no ciclo de estampagem nas estruturas das colunas, calha e piso de madeira da prensa

Richards, Westcott e Jeyapalan (Richards *et al*, 1978, pág.548) citam como fatores que originam as fontes de ruídos em processos de impactos típicos de uma prensa de punção a energia de desaceleração ou aceleração contida no martelo no momento de impacto, a mudança da forma da peça, a energia transferida para o piso de fixação da estrutura da prensa e a expansão do ar aprisionado nas matrizes no momento do impacto.

Na identificação das fontes sonoras e dos seus mecanismos de geração de ruído, nesta análise, verificou-se uma concordância com o exposto no trabalho dos mesmos. Assim, analisando o histórico temporal do nível de pressão sonora,

Figuras 5.1, 5.2 e 5.3 e a Tabela 5.1, juntamente com o histórico temporal do ruído devido às vibrações nas diversas estruturas da prensa, mostradas nas Figuras 5.4 e 5.5, as fases do ciclo acústico da prensa ficaram caracterizadas da seguinte forma:

**FUNDO** – Os níveis de ruído de fundo estão bem abaixo os níveis medidos para o ciclo da prensa, ou seja, não há necessidade de correção dos níveis de ruído medidos nas demais fases.

**FASE A-B - ACELERAÇÃO:** Início do ciclo com acoplamento da embreagem e transferência da energia acumulada no volante de inércia aos mecanismos de acionamento, localizados no cabeçote, através das bielas ao martelo. Neste momento, há uma aceleração brusca do martelo e toda a estrutura da prensa responde a esta força de excitação, vibrando e irradiando ruído. Na Figura 5.4, nos gráficos do martelo e cabeçote, e na Figura 5.5, nos gráficos das colunas pode-se notar um pico de aceleração de vibração, identificada como fase 1-Aceleração. Tal situação pode ser observada também nos demais gráficos com menor amplitude, e na Figura 5.1 que representa o sinal de pressão sonora medido na posição do operador, tal evento é claramente identificado. Esta é uma fase com os níveis máximos de 100 dB e 88 dB(A) de Leq na banda de 400 Hz, conforme pode ser visto na Tabela 5.1 e Figuras 5.2 e 5.3.

**FASE B-C - DESCIDA:** O deslocamento do martelo em movimento descendente identificado em todos os gráficos das Figuras 5.4 e 5.5, como fase 2-Descida é o evento subsequente no ciclo, sendo uma fase relativamente silenciosa com níveis máximos de 95 dB e médios Leq de 87 dB(A) de ruído, e que pode ser analisada basicamente no contexto do ruído irradiado devido às vibrações estruturais de todos os conjuntos da máquina.

**FASE C-D –IMPACTO:** O impacto do martelo no qual está fixada a matriz superior, na matriz inferior, fixada na base da prensa, é o evento mais crítico de todo o processo de estampagem, correspondendo à maior força de excitação que é introduzida em todas as estruturas, e cujas respostas são identificadas na Figura 5.4, nos gráficos da base, martelo e cabeçote e na Figura 5.5, nos gráficos das colunas, calhas e piso de madeira em forma de um pico de grande amplitude de aceleração de vibração. A rápida desaceleração do martelo no momento do impacto, o contato de metal com metal, que é acompanhada da expulsão de ar aprisionado entre as matrizes causa uma perturbação de pressão na região e irradiando assim o ruído, que pode ser visto na Figura 5.1. A Tabela 5.1, mostra

que este pico de ruído atinge valores elevados de amplitudes máximas e de  $Leq$ , que são na ordem de 120 dB(L) e 91 dB(A), respectivamente.

Na expressão desenvolvida por Holmes (E.J.Richards *et al*, pág.554), para corpos impactantes de formas quaisquer, conforme mencionado na pág. 41, Equação (4.11), o pico de pressão sonora originado do impacto tem uma variação inversa com o cubo do tempo de impacto,  $t_0$ , e direta com a velocidade de impacto,  $v_0$ . Na verificação da validade dessa expressão o valor encontrado foi de 121,72 dB que é amplamente compatível com os valores mensurados na posição do operador (120 dB).

Os dados utilizados para este cálculo estão mostrados na Tabela 5.2, abaixo:

Tabela 5.2 –Valores utilizados para cálculo do pico de potência sonora,  $P_o$ .

Parâmetro	Valor
$r_0$	1,21 Kg/m <sup>3</sup>
c	343 m/s
$t_0$	0,015 s
$v_0$	0,5 m/s
l	2 m <sup>2</sup>
r	1 m

FASE D-E –FRATURA: O momento seguinte ao impacto é a fratura do material, conforme pode ser visto no pico de aceleração de vibração após o impacto nas Figuras 5.4 e 5.5, e os valores mensurados de nível de pressão sonora deste evento são conforme a Tabela 5.1 de 118 dB  $NPS_{Max}$  e 97  $Leq$ , respectivamente.

A mudança da forma da peça causa um pico de perturbação da pressão que, conseqüentemente, irradia ruído. Por outro lado, o impacto e a fratura do material são as maiores energias de entrada introduzidas nas estrutura da prensa e piso, sendo responsáveis pelo acréscimo de ruído visto na curva de pressão da Figura 5.1. Isso se explica pela resposta das estruturas, vibrando e irradiando ruído.

FASE F-G – QUEDA DOS RETALHOS - Além disso, nesse processo deve-se acrescentar a parcela gerada pelo impacto dos retalhos de chapa que caem para o

subsolo e a peça que é projetada na calha de saída do produto. As contribuições dessas fontes tem altos valores de  $Leq$  e espectro amplo de frequência.

FASE E-F e G-H SUBIDA: Na figura Fig.5.1, nota-se o acréscimo do ruído nesta fase, em relação à descida, em torno de 8 dB(A), cuja explicação pode ser analisada no contexto do ruído irradiado devido as vibrações estruturais da prensa seguintes ao impacto e fratura. Os valores dessa fase se situam na ordem 105 dB de  $NPS_{Max}$  e 95 dB(A) de  $Leq$ .

FASE HI – DESACELERAÇÃO: A última fase do ciclo de estampagem é a desaceleração do martelo e parada no ponto morto superior cujos níveis são de 98 dB de  $NPS_{Max}$  e 94 dB(A) de  $Leq$ .

Uma consideração adicional é sobre o comportamento do motor elétrico principal que representa o ruído contínuo de todo o ciclo de estampagem, e é basicamente o ruído de fundo, considerado inicialmente.

### **5.3 – Identificação e mapeamento das fontes sonoras na prensa**

Richards e Stimpson (Richards *et al*, 1984, pág.48), em um trabalho sobre predição do ruído de impacto irradiado de uma prensa de estrutura tipo C típica, mostraram em um diagrama de porcentagens de irradiação de ruído que 27% foi irradiado pela base, 3% pela frente da prensa, 51% pela lateral da peça e 19% pela estrutura de suporte da mesma. Porém em um outro trabalho similar em uma prensa de dupla coluna de capacidade de 200 toneladas, localizada em CETIM, na França, verificaram que a distribuição percentual ficou da seguinte forma: 2,5 % pela base, 17,5 % para frente da prensa, 17,5% para lado direito, 1,5% para a parte posterior, 51% pelo lado esquerdo da prensa.

Nesse trabalho concluíram que, mais importante que identificar as fontes sonoras de vários componentes de cada modelo de prensa, deve haver o entendimento de que reduções significativas de ruído só são obtidas pelo tratamento de toda a máquina e suas excitações .

Para a distribuição percentual do ruído nos componentes da prensa, as potências sonoras (Watts) de cada componente foram quantificadas percentualmente, e em seguida relacionadas com a análise de caracterização dos eventos do ciclo acústico. Dessa forma foram identificadas as seguintes fontes de ruído na prensa em estudo, denominadas de:

F1 - Ruído irradiado pelas vibrações do piso de madeira na região da prensa.

F2 - Ruído irradiado pelas vibrações da base da prensa.

F3 - Ruído irradiado pelas vibrações da matriz inferior.

F4 - Ruído irradiado pelas vibrações das placas das colunas da prensa na região inferior.

F5 - Ruído irradiado pelas vibrações do martelo da prensa.

F6 - Ruído irradiado pelas vibrações das placas das colunas na região superior.

F7 – Ruído irradiado pelas vibrações do cabeçote na região frontal.

F8 – Ruído irradiado pelo motor elétrico de acionamento da prensa.

F9 – Ruído irradiado pela embreagem da prensa.

F10 – Ruído irradiado pelas vibrações das calhas de saída do produto, retalhos.

F11 – Ruído irradiado pelas placas de proteção laterais das colunas (covers) da prensa.

F12 – Ruído irradiado pelas vibrações do cabeçote na região lateral da prensa.

F13 – Ruído irradiado pelo freio da prensa.

F14 – Ruído irradiado pela fratura da chapa, contato de metal com metal das matrizes e expansão do ar no impacto.

A Figuras 5.6, 5.7 e 5.8 mostram a distribuição percentual de potência sonora com suas respectivas contribuições de cada fonte identificada, em níveis máximos impulsivos e médios equivalentes- Leq. O nível Leq do impacto não foi avaliado nesta análise.

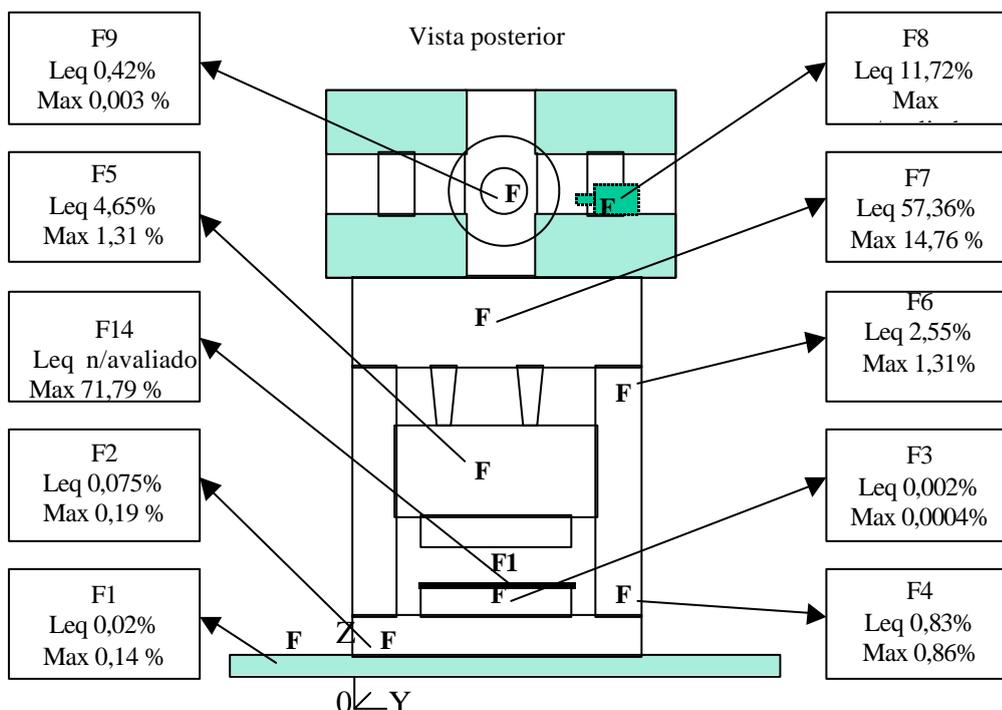


Figura 5.6 – Vista posterior da prensa com indicação das fontes sonoras e os respectivos percentuais de potência sonora máximos e de Leq.

O nível Leq do impacto não foi avaliado nesta análise.

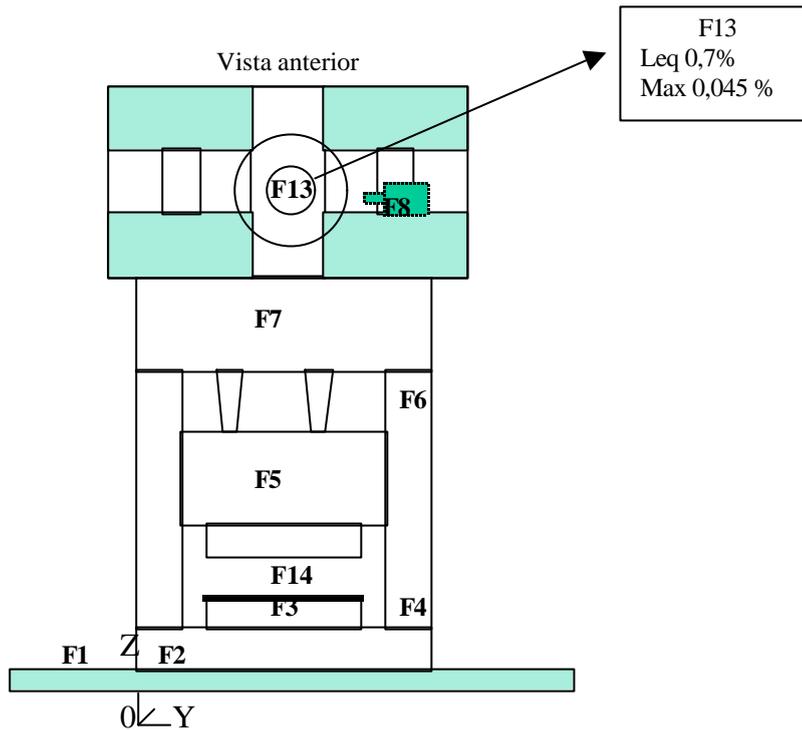


Figura 5.7 – Vista anterior da prensa com indicação das fontes sonoras e os respectivos percentuais de potência sonora máximos e de Leq.

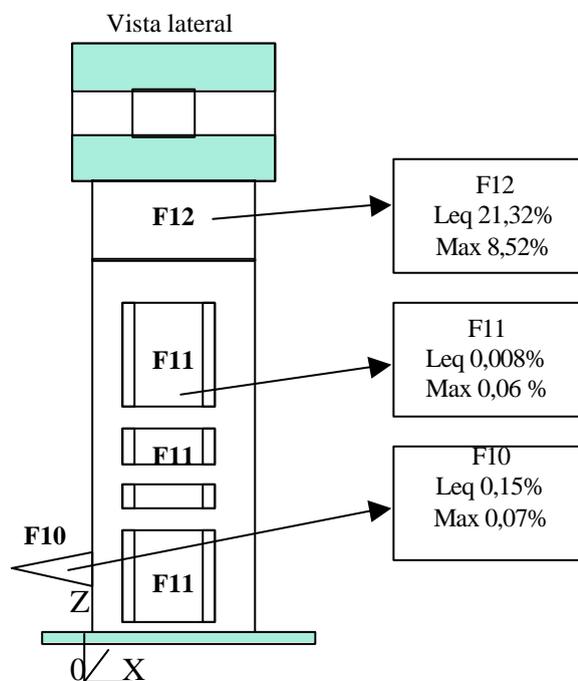


Figura 5.8 – Vista lateral da prensa com indicação das fontes sonoras e os respectivos percentuais de potência sonora máximos e de Leq.

Nas Figuras 5.6, 5.7 e 5.8 observa-se que as estruturas do cabeçote frontal e lateral são as que contribuem de uma forma mais significativa em termos de níveis médios -  $L_{eq}$  para o campo direto do ruído da prensa, seguida pelo motor elétrico, e estruturas do martelo e coluna na região superior.

As áreas superficiais das estruturas do cabeçote na região frontal (35,54 m<sup>2</sup>) e do cabeçote na região lateral (15,68 m<sup>2</sup>) são as maiores da prensa e vibram durante todo o ciclo de funcionamento da prensa, o que justifica como a fonte mais significativa em termos de níveis de  $L_{eq}$ .

Em seguida, o motor elétrico principal é a segunda maior fonte de potência sonora, em termos de  $L_{eq}$ , pois o ruído do mesmo é irradiado continuamente, estando a prensa em funcionamento (conformando) ou não.

As estruturas do martelo, cuja área superficial é de 20,33 m<sup>2</sup> e das colunas na região superior, 9,1 m<sup>2</sup>, são as outras fontes significativas em termos de níveis médios  $L_{eq}$ .

As fontes sonoras representadas pelo impacto seguido da fratura e expansão do ar são as maiores geradoras de ruídos em termos de níveis máximos impulsivos no campo direto da prensa, seguidas do cabeçote na região frontal e lateral e martelo.

Uma outra observação importante é que de acordo com Richards (Richards *et al*, 1978, pág. 558), os picos de pressão sonora originados de corpos impactantes são altamente sensíveis para a direção do impacto. Nas Figuras 5.6, 5.7 e 5.8 pode-se observar que as maiores amplitudes de potência sonora estão sempre no eixo do impacto, na região frontal e anterior da prensa, e que em outros ângulos os níveis são significativamente menores, sendo que as fontes são no caso o próprio impacto seguido da fratura e o martelo da prensa. Apesar dos níveis de potência sonora impulsivos do cabeçote frontal e lateral serem maiores do que os níveis de potência sonora impulsiva do martelo, deve-se verificar que, devido à altura dessas fontes (5 metros acima do solo), os valores de níveis de pressão sonora impulsivo no ponto de recepção serão bem menos significativos do que o da fonte martelo que está a uma distância muito próxima dessa ponto.

## 5.4 - Contribuições das fontes sonoras e suas influências no ponto de recepção

A contribuição de cada superfície vibrante no espectro do ruído da prensa estudada pode ser vista na Figura 5.9, onde estão mostradas as curvas de níveis de potência sonora médias ( $L_{eq}$  - dBA) das fontes pontuais equivalentes às dez superfícies vibrantes em que foi dividido o ruído oriundo de vibrações: matriz, base, calha, piso de madeira, coluna covers (barreiras de proteção), coluna superior, coluna inferior, martelo, cabeçote lateral e cabeçote frontal.

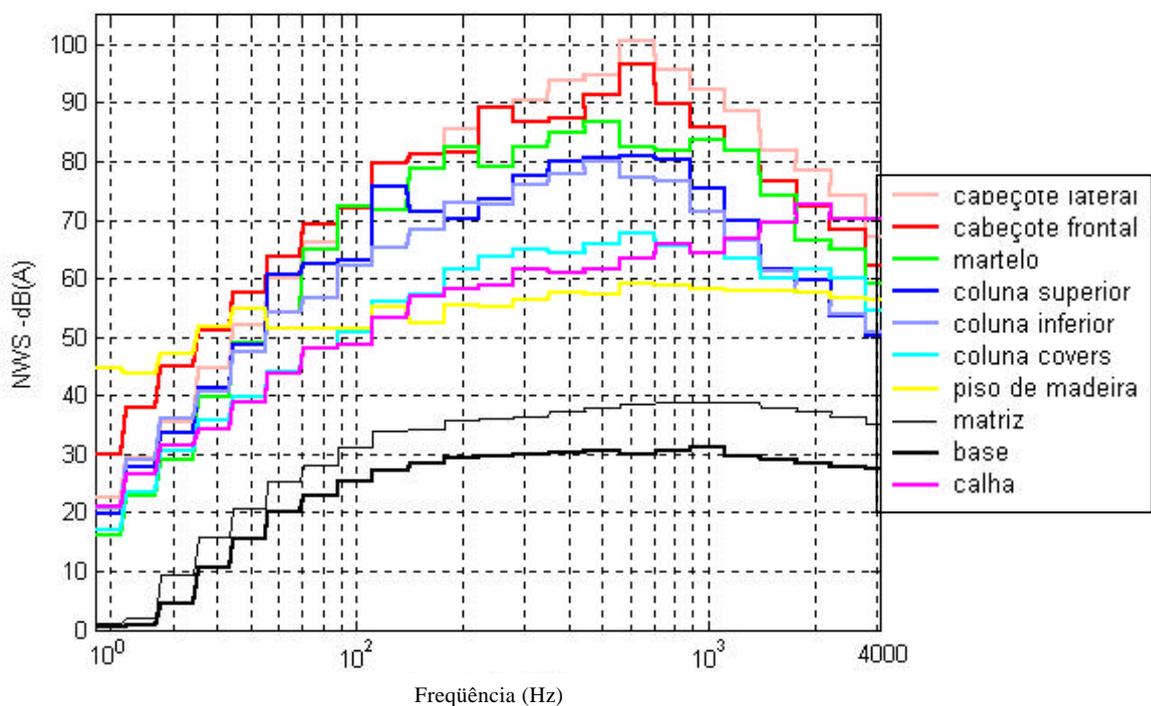


Figura 5.9 – Gráfico comparativo dos níveis médios de potência sonora ( $L_{eq}$ ) dos diversos componentes estruturais da prensa.

Observa-se na Figura 5.9 que o ruído médio irradiado pela prensa, devido às vibrações, é originado principalmente pelas estruturas do cabeçote frontal e lateral. Este resultado já era esperado uma vez que, além de vibrarem durante todo o ciclo de conformação, a área superficial do cabeçote constitui a maior área de chapas vibrantes da prensa. Outra observação interessante é a distribuição em frequência da potência sonora do cabeçote na região de 630 Hz do espectro, que é a frequência crítica estimada para as placas que o compõe.

Além do cabeçote, as estruturas do martelo e das colunas são as maiores fontes irradiadoras de ruído, com patamares significativos em torno de 450 Hz.

Na Figura 5.10 é mostrado um gráfico comparativo dos níveis máximos de potência sonora (dBL) dos dez componentes nos quais o ruído originado das vibrações superficiais foram divididos.

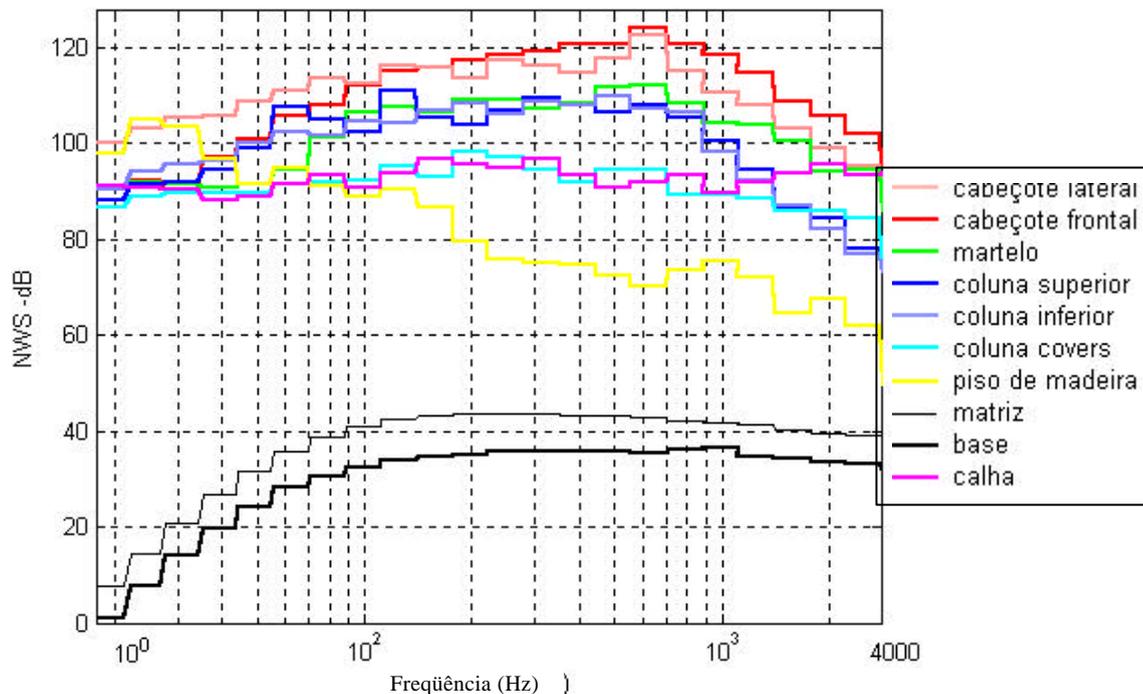


Figura 5.10 – Gráfico comparativo dos níveis máximos de potência sonora dos diversos componentes estruturais da prensa.

Verifica-se na Figura 5.10 que as estruturas do cabeçote frontal e lateral, seguidas do martelo e das colunas, são os maiores responsáveis pelos níveis de potência sonora impulsivos gerados pelas vibrações da prensa, sendo que o comportamento em frequência do ruído gerado por estas estruturas são similares, ou seja, a prensa responde como um todo à excitação introduzida na estrutura pelo impacto, sendo que a diferença em amplitude dessas estruturas é uma função mais da variação das áreas superficiais das mesmas do que da velocidade de vibração de cada uma delas.

No gráfico de barras mostrado na Figura 5.11, todas as fontes de ruído que contribuem de maneira significativa para o nível médio do ruído – Leq calculado para a prensa, são comparadas. Analisando a contribuição de todas as fontes,

observa-se que o motor elétrico é uma fonte que tem influência significativa no ruído global irradiado, visto que o mesmo funciona continuamente. Por outro lado, o ruído irradiado total  $Leq$  em qualquer frequência depende fortemente da energia de vibração armazenada na máquina após o impacto e da habilidade da mesma para irradiar essa energia como som, como pode ser notado pelas fontes sonoras representadas pelos componentes estruturais da prensa: cabeçote frontal, cabeçote lateral, martelo e colunas.

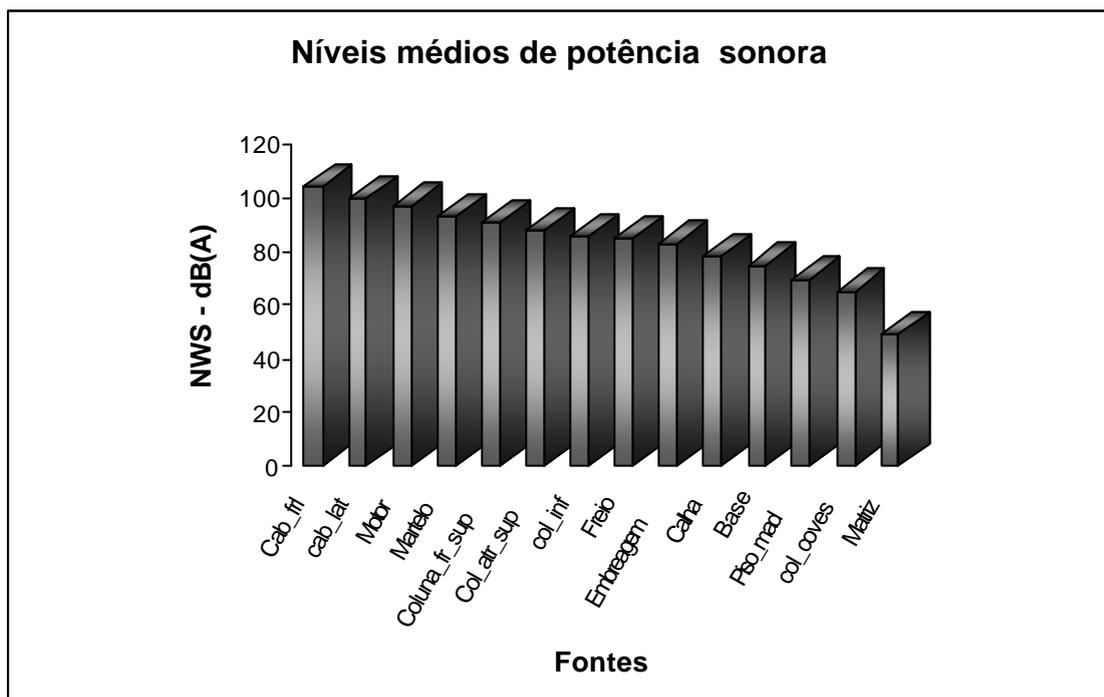


Figura 5.11 -Gráfico comparativo de níveis de potência sonora médios –  $Leq$  das diversas fontes sonoras.

Os níveis máximos de potência sonora das fontes identificadas na prensa são mostrados na Figura 5.12, onde se verifica que a energia de ruído de aceleração irradiada pelo processo de impacto é predominante (fonte Impacto). Apenas uma pequena parcela da energia cinética armazenada no martelo, segundo Richards (Richards *et al*, pág.571, 1978), é irradiada como ruído de aceleração, e que os mecanismos associados a este ruído são o impacto de metal com metal, as batidas de dentes de engrenagens uns com outros (localizadas no cabeçote da prensa), mancais e juntas, e a expulsão de ar aprisionado nas matrizes .

As estruturas do cabeçote frontal e lateral, coluna na região superior e martelo são outras fontes que apresentam valores de níveis de potência sonora máximos significativos, pois o processo de uma prensa é eminentemente impulsivo e as

acelerações e desacelerações do sistema da máquina são respondidas por essas estruturas com picos de velocidade de vibração de magnitude considerável, como pode observado nos gráficos das Figuras 5.4 e 5.5.

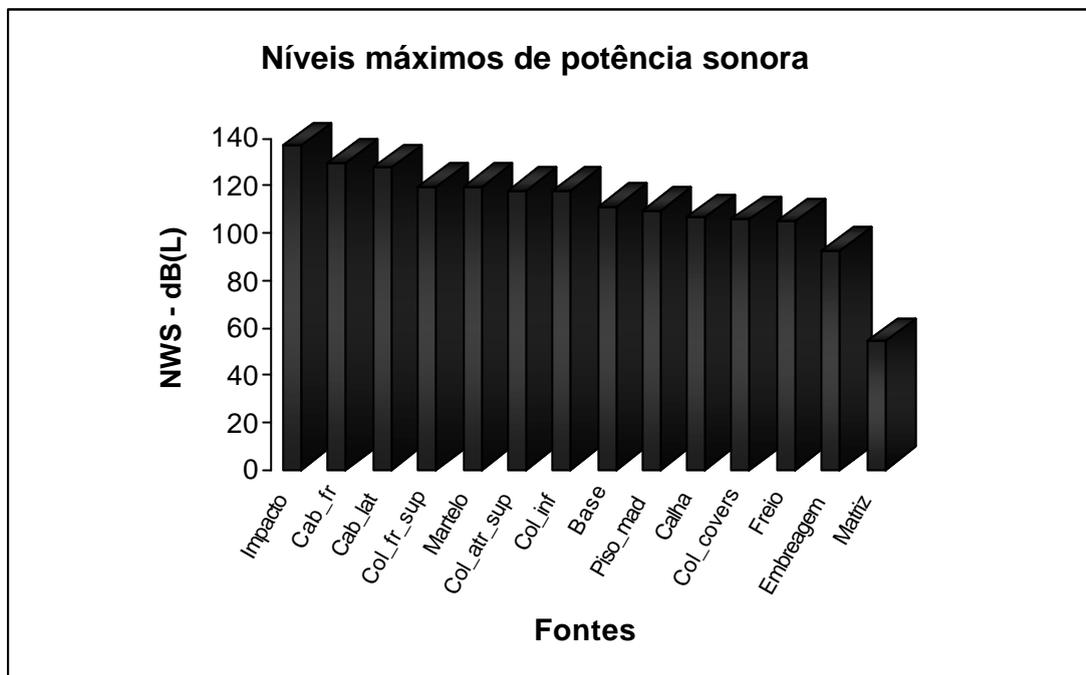


Figura 5.12 –Gráfico comparativo de níveis de potência sonora máximos das fontes sonoras da prensa.

Apesar do nível de potência sonora ser uma característica intrínseca da fonte, o que importa, a nível de bem estar ocupacional no ponto de recepção, é o nível de pressão sonora nas proximidades da prensa. Para analisar a contribuição de cada fonte de ruído no ponto de recepção, ou seja na zona de operação da prensa, calcularam-se os níveis de pressão sonora a partir das estimativas de níveis de potência sonora das diversas fontes de ruído da prensa, conforme dado por Gerges (Gerges, pág.236, 2000).

Cada fonte de potência sonora foi substituída por um monopolo de potência sonora equivalente, NWS, e o nível de pressão sonora para cada fonte, NPS, a uma distância,  $r$ , da fonte foi calculada pela Equação (5.1). As distâncias entre cada fonte estudada e o ponto de recepção no campo próximo da prensa são mostradas na Tabela 5.3:

Tabela 5.3 - Distâncias das fontes até a zona de operação

<b>Fontes</b>	<b>Distâncias (em metros)</b>
Cabeçote frontal	5,07
Cabeçote lateral	5,05
Martelo	1,00
Coluna região superior	5,00
Colunas região inferior	1,50
Colunas _covers	3,22
Calha	1,80
Matriz	1,00
Piso	1,50
Impacto	1,00
Base	1,20
Embreagem	5,87
Freio	5,87
Motor	5,5

$$NPS(\mathbf{q}) = NWS + DI(\mathbf{q}) - 20 \log r - 11 \quad (5.1)$$

Onde,  $DI(\mathbf{q})$  é o índice de diretividade que é igual a  $10 \log Q(\mathbf{q})$  e,  $Q(\mathbf{q})$  é o fator de diretividade de superfície, sendo considerado como igual a 1 (fonte monopolo unidirecional), para esta análise.

Os níveis de pressão sonora médios (Leq - dBA), estimados no campo próximo da prensa estão mostrados no gráfico da Figura 5.13.

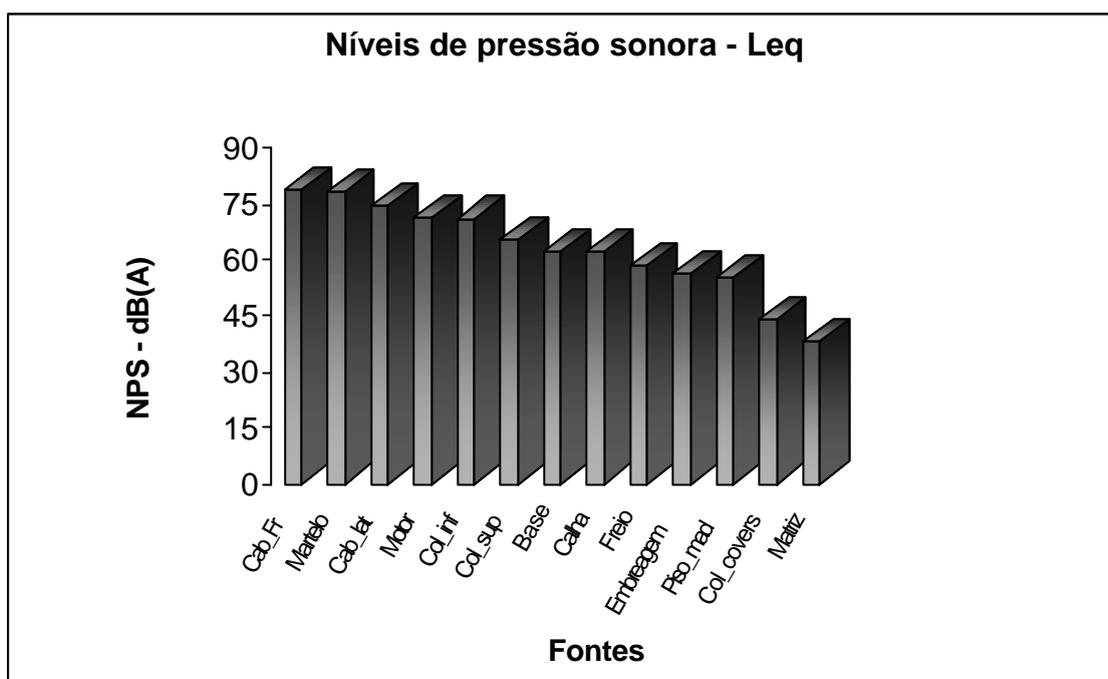


Figura 5.13 – Níveis médios de pressão sonora - Leq das fontes identificadas na prensa.

Ao comparar os resultados mostrados nas Figuras 5.11 e 5.13, observa-se que existe uma mudança no grau de importância das fontes mais significativas. As contribuições mais significativas para os valores de níveis de pressão sonora (Leq - dBA) estimados para o ponto de recepção são o cabeçote na região frontal, martelo, cabeçote lateral e motor elétrico. As explicações para a mudança no grau de importância das fontes podem ser creditadas à distância até o ponto de recepção, a magnitude da fonte e o tempo de atuação, pois como a análise é no campo próximo, o caminho de propagação da energia sonora é o ar livre, não existindo barreiras adicionais e nem a influência do campo reverberante. Não foram consideradas nesta análise as atenuações devido a absorção do ar, correções devido a temperatura e outros mecanismos.

Na Figura 5.14 estão mostrados os níveis de pressão sonora impulsivo (dBL) calculados para as treze fontes de ruído estudadas neste trabalho: impacto, martelo, cabeçote frontal, cabeçote lateral, coluna inferior, coluna superior, base, piso de madeira, calhas, covers, freio, embreagem e matriz.

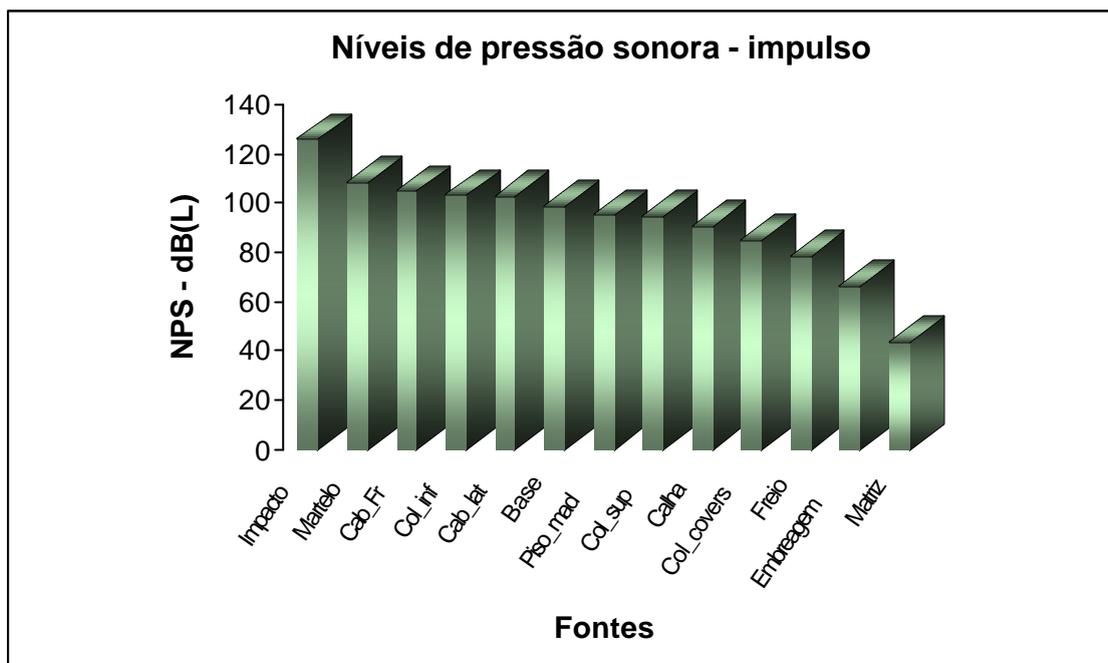


Figura 5.14 – Níveis máximos de pressão sonora das fontes identificadas na prensa.

Analisando a contribuição das diversas fontes no ruído de origem impulsiva, observa-se que o impacto do martelo, seguido da fratura e expansão do ar, é a fonte que tem a maior contribuição para o ruído irradiado, causando a maior perturbação no campo de pressão sonora nas vizinhanças da prensa, tendo um pico de grande amplitude como pode ser visto nas figuras que mostram a evolução da pressão sonora com o tempo nas vizinhanças da prensa estudada (Figuras 5.4 e 5.5). Outra contribuição importante do impacto é a energia vibratória que o mesmo introduz na estrutura da prensa, a qual é dissipada como calor e irradiação de energia sonora. Após a fonte Impacto, as fontes Martelo, Cabeçote e Colunas são as mais influentes na geração do ruído impulsivo, pois vibram bastante devido a energia gerada pelo impacto, bem como devido a energia das aceleração e desacelerações dos conjuntos móveis (mecanismo de transmissão e martelo), ou seja nos momentos da partida e parada da prensa.

## 5.5 - Análise no domínio da frequência

Com a intenção de estabelecer uma relação entre os níveis de pressão sonora nas fases do ciclo de conformação e as frequências naturais das estruturas da prensa, o sinal básico de pressão sonora foi analisado, inicialmente considerando as seguintes etapas em função do movimento do martelo da prensa: partida, descida do martelo, impacto, e subida do martelo, conforme mostrado na Figura 5.15.

Em seguida foram analisados os espectros dos sinais dessas etapas separadamente. Uma vez que o tempo de ocorrência de algumas etapas é muito curto, optou-se por uma análise em bandas de 1/3 de oitava para minimizar a variância dos valores estimados para a densidade espectral de potência (Bendat e Piersol, 1998). A análise foi realizada em bandas de 1/3 de oitavas centradas entre 31,5 a 3160 Hz.

Na etapa 1, denominada de partida do martelo, verifica-se, da análise de freqüência em bandas de 1/3 de oitava do nível de pressão sonora, que os maiores valores de amplitudes ocorrem nas bandas de freqüência centradas em 125 e de 200 a 316 Hz, sendo que os valores nas bandas de 500 e 640 Hz também são significativos (Figura 5.16).

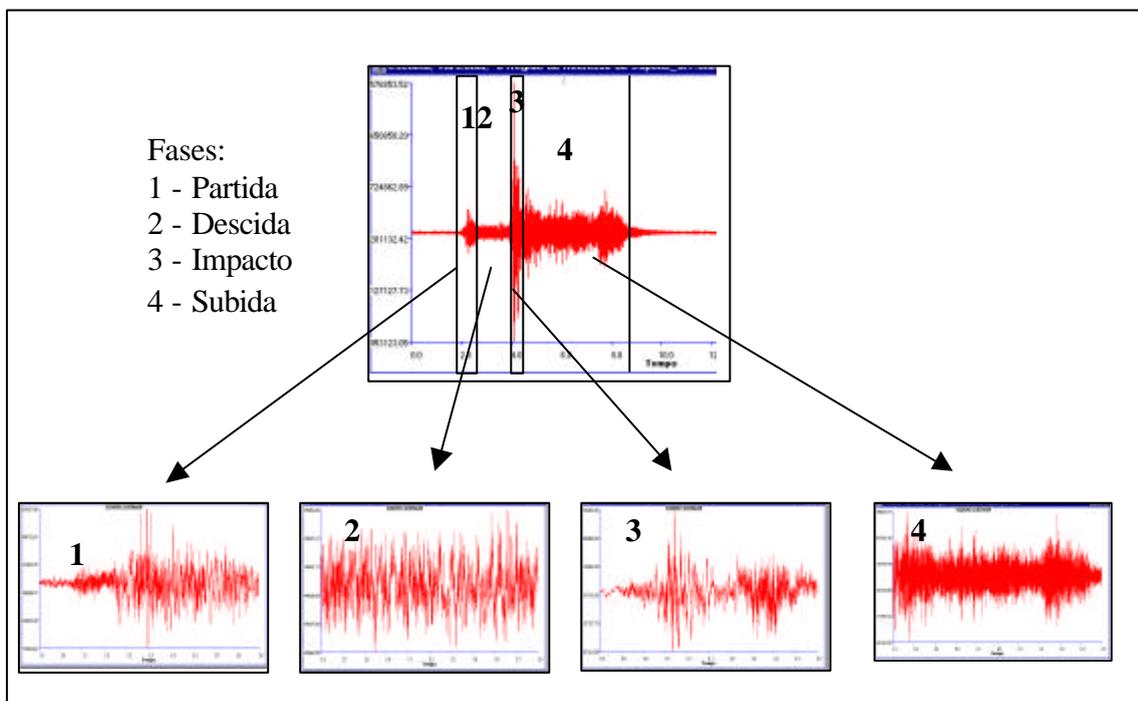


Figura 5.15 – Sinal de pressão sonora básico com etapas distinguidas no ciclo de conformação, sendo: 1 - Partida da prensa, 2 - Descida do martelo, 3 – Impacto e, 4 - Subida do martelo.

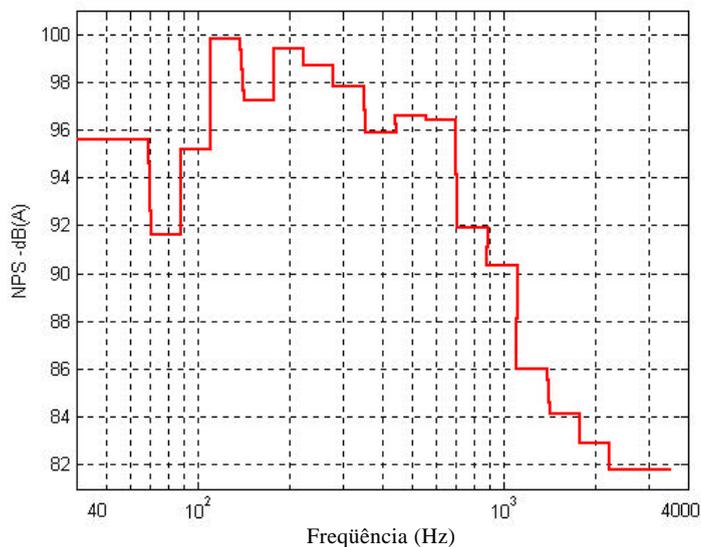


Figura 5.16 – Níveis de pressão sonora em bandas de 1/3 de oitava da etapa de partida do martelo.

Na Figura 5.17 está mostrada a curva de densidade espectral de potência sonora da etapa denominada de descida do martelo, onde observa-se que, para esta etapa, as maiores amplitudes de nível de pressão sonora estão concentradas nas bandas de 125 Hz e 250 Hz.

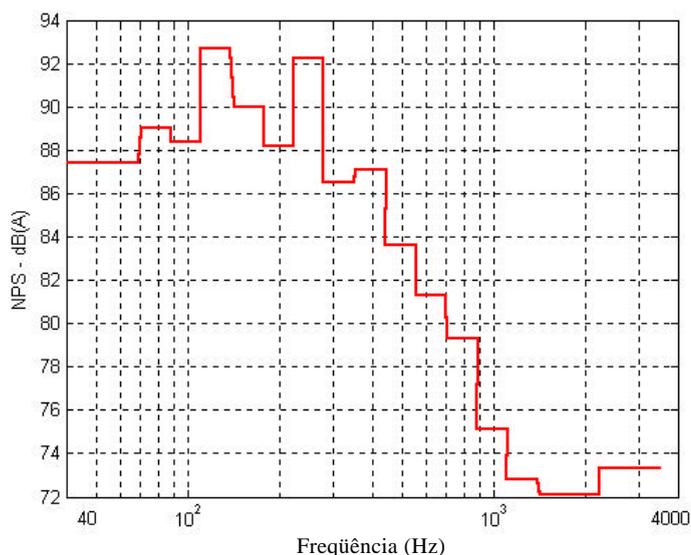


Figura 5.17 – Níveis de pressão sonora em bandas de 1/3 de oitava da etapa de descida do martelo.

A curva de densidade espectral de pressão sonora da fase denominada impacto do martelo, está mostrada na Figura 5.18

No espectro, visto nessa figura, existe uma faixa bem definida de amplitudes máximas centradas em 80 Hz e 125 Hz e, em seguida, destacam-se as bandas centradas em 160Hz, 316Hz e 1000 Hz.

O espectro medido durante o movimento de subida, que é a etapa final do ciclo, pode ser visto na Figura 5.19. Ao contrário das outras etapas, o ruído na subida do martelo é caracterizado por um espectro de banda larga centrado entre as bandas de 500 a 2000 Hz, além de uma amplitude significativa na banda de 250 Hz.

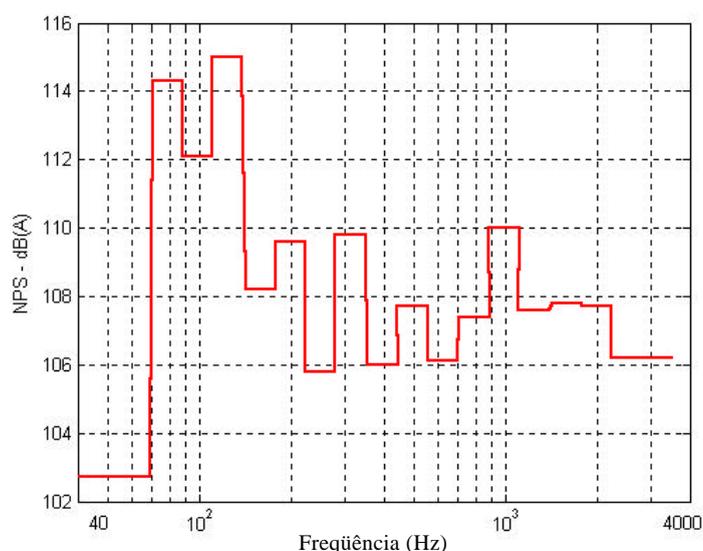


Figura 5.18 – Níveis de pressão sonora em bandas de 1/3 de oitava da etapa de impacto do martelo.

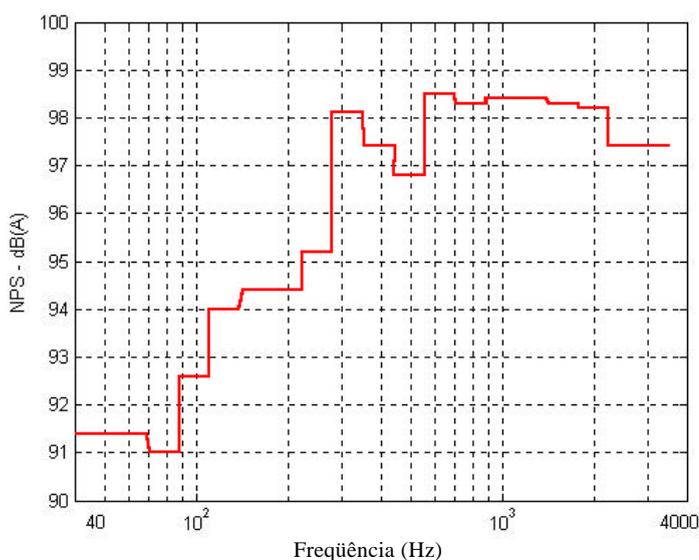


Figura 5.19 – Níveis de pressão sonora em bandas de 1/3 de oitava da etapa de subida do martelo.

Na Figura 5.20, foi realizada uma análise comparativa dos espectros das fases antes e após o impacto ou seja: a curva vermelha representa as fases de partida e descida do martelo da prensa e a curva azul a subida da prensa. Nesta análise não foi considerada a parte do sinal referente ao impacto do martelo.

Observa-se que o sinal de pressão sonora antes do impacto (curva vermelha) tem valores bem menores de amplitude do que o sinal após o impacto (curva azul).

O que pode se concluir dessa análise é que realmente o impacto é a maior força de excitação introduzida nas estruturas da prensa e que a mesma responde globalmente com energia vibratória e conseqüente ruído irradiado.

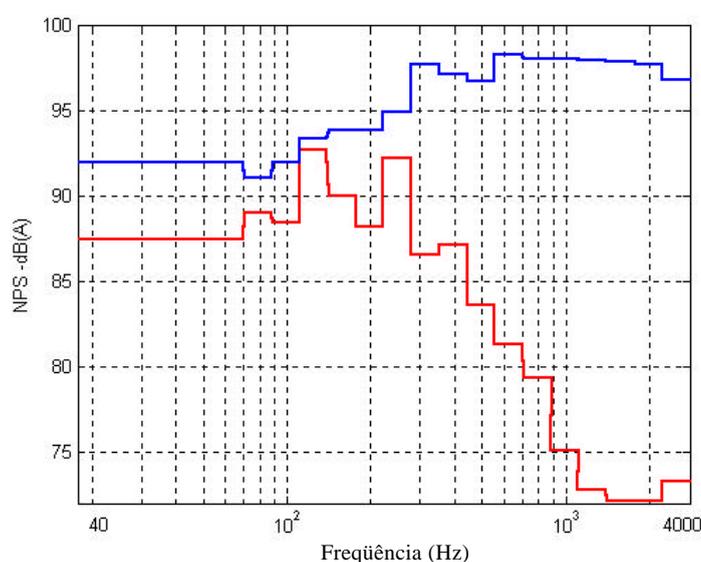


Figura 5.20 – Gráfico comparativo dos níveis de pressão sonora em bandas de 1/3 de oitava da etapa antes do impacto (curva vermelha) e após o impacto do martelo (curva azul).

Outra análise comparativa, mostrada na Figura 5.21, foi realizada com os sinais de pressão sonora no impacto (curva vermelha) e após o impacto (curva azul).

Observa-se que as maiores amplitudes do impacto, realmente estão na faixa de baixa frequência (bandas centradas entre 80 e 125 Hz), enquanto que na etapa após o impacto (curva azul), as amplitudes aumentam a partir da banda de 316 Hz, a qual também se destaca na curva do impacto (curva vermelha).

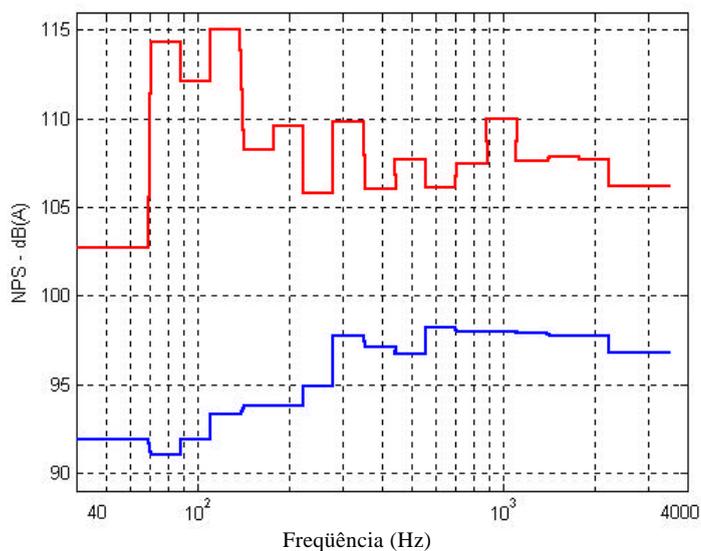


Figura 5.21 – Gráfico comparativo dos níveis de pressão sonora em bandas de 1/3 de oitava da etapa do impacto do martelo (curva vermelha) e após o impacto do martelo (curva azul).

Após isso, foram analisados os espectros de vibrações livres dos sinais de vibração médios em vários pontos da prensa. A finalidade deste estudo foi a determinação das frequências naturais mais significativas no espectro da banda estudada (0 – 4096 Hz) e, correlacioná-las com as frequências distinguidas nos sinais de pressão sonora das diversas etapas do ciclo de conformação da prensa.

Na Figura 5.22, é mostrado o espectro de vibrações livres do sinal de resposta da estrutura do cabeçote, onde distinguem-se picos de amplitudes nas frequências de 130 Hz, 240 Hz, 370Hz, 460Hz e na faixa de 550 a 650 Hz, sendo que as maiores amplitudes ocorrem nas frequências de 240 e 460Hz.

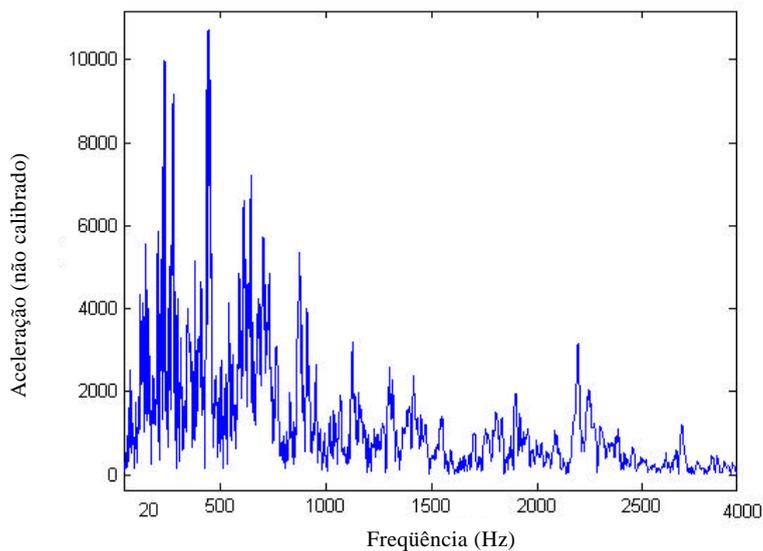


Figura 5.22 – Espectro de vibrações livres típicas da estrutura cabeçote.

Observa-se que as placas da estrutura do cabeçote tem várias freqüências naturais de ressonância na faixa em freqüência de 0 a 1000 Hz, destacada aqui na Figura 5.22, porém as maiores amplitudes, nos pontos estudados, estão nas faixas de 100 a 470 Hz, seguida das faixas que vão de 560 a 670 Hz.

A Figura 5.23 mostra o espectro de vibrações livres medido na estrutura do martelo, onde podem-se notar picos com maiores amplitudes nas freqüências de 270 Hz, 380 Hz e 450 Hz e em menor escala na faixa de 1500 Hz.

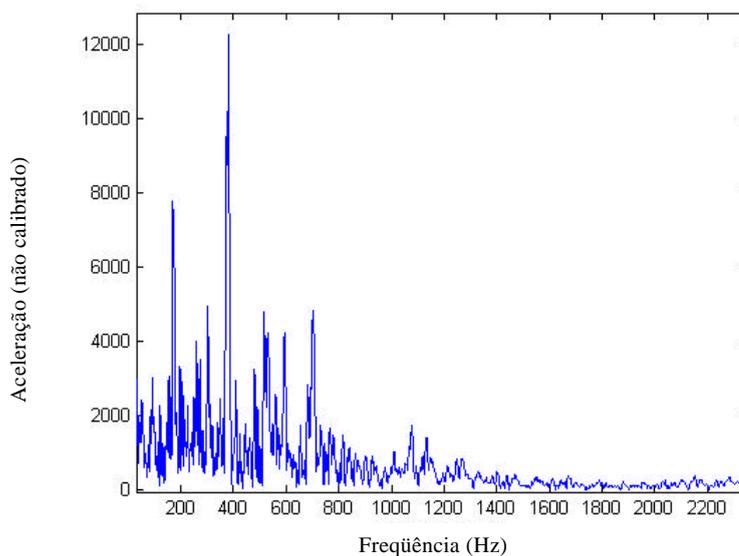


Figura 5.23 – Espectro de vibrações livres típicas da estrutura do martelo.

Os espectros das estruturas da coluna superior (Figura 5.24, como exemplo), indicam uma faixa que vai de 170 Hz a 450 Hz com picos de grandes amplitudes, mas com máximos concentrados em 170 Hz e 380 Hz.

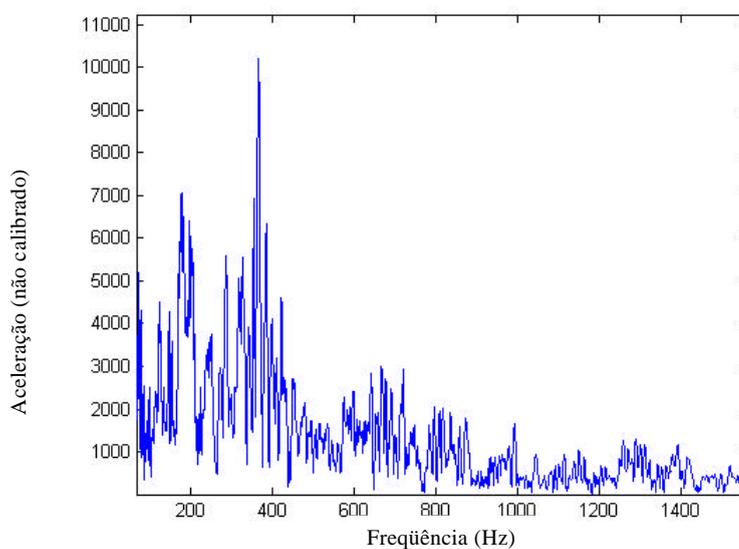


Figura 5.24 – Espectro de vibrações livres típico, da estrutura da coluna superior.

Já na Figura 5.25, onde é mostrado o espectro de vibrações livres da coluna inferior, observa-se que os valores máximos de amplitude ocorrem na banda de 80 Hz a 400 Hz, porém com picos em 180 e 380 Hz.

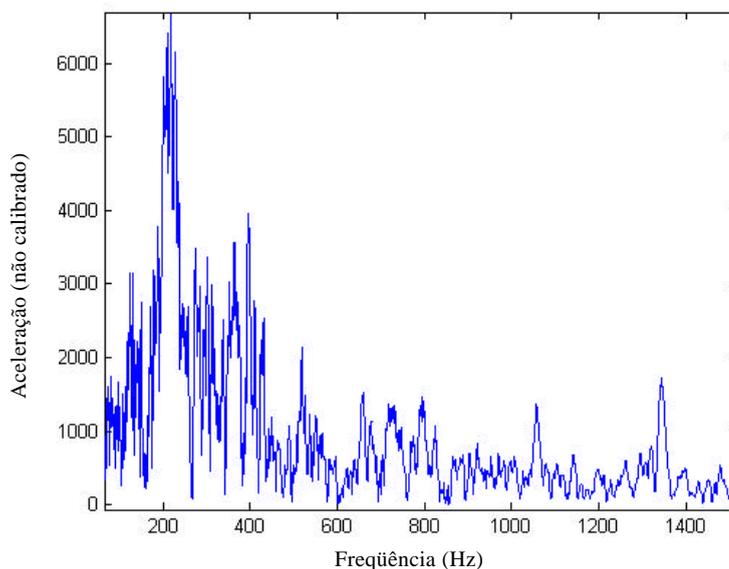


Figura 5.25 – Espectro de vibrações livres típico, da estrutura da coluna inferior.

Os espectros de vibrações livres medidos na base da prensa apresentam picos de amplitudes máximas nas frequências de 570, 800 e 1000 Hz (Figura 5.26)

Na matriz da prensa os espectros medidos têm as amplitudes máximas concentradas nas faixas de 800, 1000 e 1250 Hz, como pode ser visto na Figura 5.27, que mostra um espectro típico medido na matriz da prensa. Esses resultados indicam que estas duas estruturas possuem modos mais baixos com frequências naturais bem maiores do que as demais, ou seja acima de 500 Hz. Este fato é esperado em função da elevada rigidez destes tipos de estruturas.

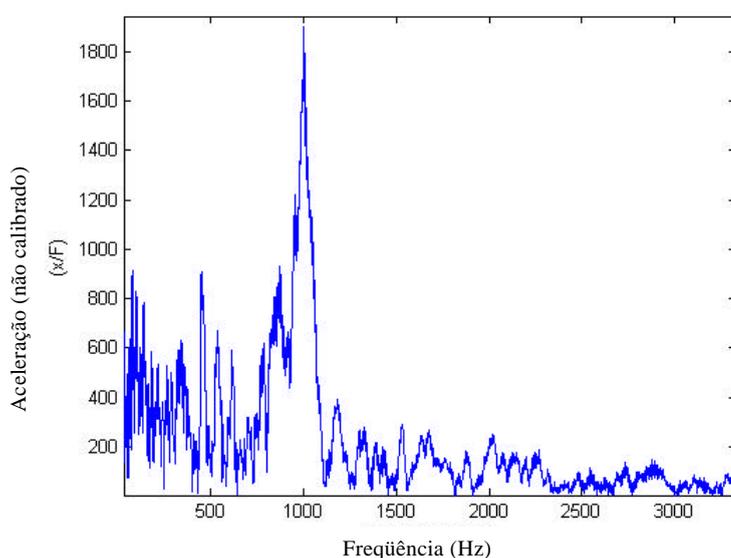


Figura 5.26 – Espectro de vibrações livres típicos, da estrutura base.

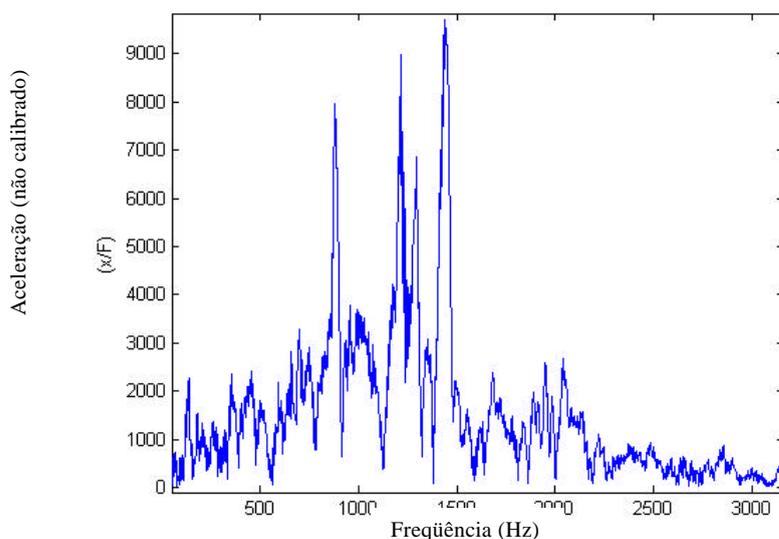


Figura 5.27 – Espectro de vibrações livres típico, da estrutura da matriz.

As principais conclusões que foram tiradas dessas análises são:

- O conteúdo básico de frequência do ciclo da prensa está concentrado nas baixas frequências, onde se destaca a faixa que vai de 88 Hz a 144 Hz, relacionada com o impacto do martelo, e a faixa de 238Hz a 570Hz que é relacionada com o ruído irradiado após o impacto, ou seja, é devido às vibrações livres da parte superior da prensa.
- As primeiras frequências naturais do cabeçote, coluna e martelo estão situadas nas faixas de 128 a 400Hz.
- Nas estruturas da base e da matriz, que possuem alta rigidez, as frequências naturais dos modos mais baixos estão situadas acima de 500Hz.

Na Figura 5.28, onde é mostrada uma análise tempo-frequência (Choy-Williams) de um ciclo completo da prensa, pode ser visualizado o que foi exposto acima, ou seja :

- Um conteúdo significativo de energia acústica na banda de 128 a 400 Hz quando do acionamento do martelo, originado da excitação da parte superior da prensa.
- Uma grande quantidade de energia acústica nas baixas frequências, quando do impacto do martelo.
- Um aumento da participação das altas frequências na energia acústica gerada após o impacto do martelo.

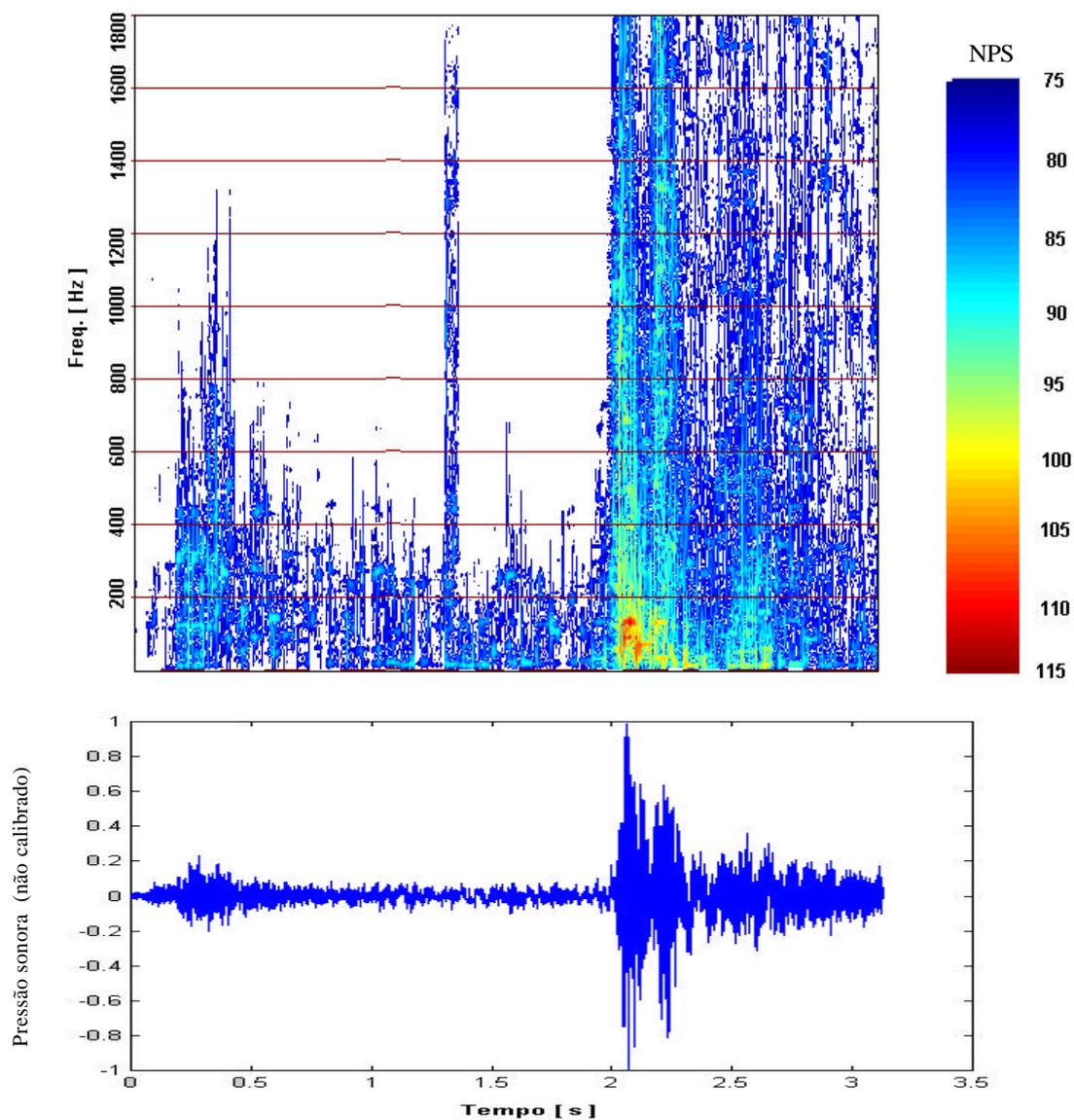


Figura 5.28 – Análise tempo-frequência do sinal de pressão sonora do ciclo acústico da prensa, medido na posição de operação.

## Capítulo 6

### CONCLUSÕES

#### 6.1 – Conclusões da dissertação

- 1) Os modelos de eficiência de radiação de componentes de estruturas explicitados na literatura, e utilizados neste trabalho, fornecem adequadamente aplicação prática para predição do ruído irradiado de cada componente da máquina, onde as superfícies das áreas e amplitudes de velocidade de vibração média podem ser estabelecidos, mesmo em máquinas com formas industrialmente complicadas, tais como prensas mecânicas, possibilitando assim a quantificação do ruído em potência sonora. Os resultados de níveis de potência sonora estimados e as análises no domínio da frequência demonstraram uma boa coerência com o explicitado acima.
- 2) Prensas de punção são clássicas máquinas industriais cujo ruído irradiado está associado diretamente com o impacto do martelo em uma matriz. Este evento introduz um carregamento de tensões em toda estrutura, que responde com vibrações estruturais, originando o ruído irradiado. Assim, os mecanismos de geração de ruído nestas máquinas são basicamente dois:
  - 2.1 - O ruído de aceleração, associado com o impacto do martelo, fratura do material e expansão do ar, cujos valores de níveis de pressão sonora estão acima, em média, 16 dB das demais fases.
  - 2.2 - O ruído originado de vibrações estruturais, principalmente após o impacto do martelo, na fase de subida do martelo cujos valores estão 8 dB acima dos níveis das demais fases. Foram identificadas quatorze fontes geradoras de ruído na máquina em estudo, sendo que:
    - a. as fontes do cabeçote na região frontal e cabeçote na região lateral são as que contribuem de forma mais significativa para geração do

ruído em níveis médios – Leq, para o campo direto da prensa, e em seguida as fontes do martelo e do motor elétrico;

- b. as fontes relacionadas com o impacto seguido da fratura e expansão do ar são as maiores geradoras de ruído em termos de nível máximo impulsivo no campo direto da prensa, seguidos do cabeçote na região frontal e lateral, martelo e colunas na região superior.
- 3) Quanto à influência dessas fontes no ponto de recepção, ou seja na região de operação da prensa, as contribuições mais significativas para os valores de níveis de pressão sonora médios (Leq - dBA) estimados foram as das fontes do cabeçote na região frontal, martelo, cabeçote lateral e motor elétrico.
- 4) Da mesma forma, quanto à contribuição das diversas fontes no ruído de origem impulsiva, observa-se que o impacto do martelo, seguido da fratura e expansão do ar, é a fonte que tem a maior contribuição para o ruído irradiado, causando a maior perturbação no campo de pressão sonora nas vizinhanças da prensa, causando um pico de grande amplitude. Após a fonte Impacto, as fontes Martelo, Cabeçote e Colunas são as mais influentes na geração do ruído impulsivo, pois vibram bastante devido à energia gerada pelo impacto, bem como devido à energia das aceleração e desacelerações dos conjuntos móveis (mecanismo de transmissão e martelo), ou seja nos momentos da partida e parada da prensa.
- 5) O conteúdo básico de frequência do ciclo da prensa está concentrado nas baixas frequências, onde se destaca a faixa que vai de 88 Hz a 144 Hz, relacionada com o impacto do martelo, a faixa de 238Hz a 570Hz que é relacionada com o ruído irradiado após o impacto, ou seja, é devido às vibrações livres da parte superior da prensa e a faixa de 1000 Hz e 1500 Hz relacionadas às respostas das matrizes e base ao impacto.

## 6.2 – Sugestões para trabalhos futuros

- 1) Estudar e desenvolver soluções de redução de ruído para as fontes identificadas neste trabalho.
- 2) Investigar e desenvolver solução para redução de ruído correlacionando a força aplicada com o incremento do tempo de contato nas matrizes e também com a redução da velocidade de impacto do martelo.
- 3) Estudar e desenvolver soluções para redução do ruído irradiado pelas estruturas através da redução da transmissão das forças de impacto para as fundações, com a instalação de amortecedores de vibração nas bases das prensas.
- 4) Estudar e desenvolver parâmetros de otimização de redução de ruído utilizando material de amortecimento (amortecedores de materiais viscoelásticos) entre a matriz superior e a matriz inferior, reduzindo os níveis de aceleração na base da prensa.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Bendat, J.S., Piersol, A.G., **Randon data analysis and measurement procedures**, John Willey & sons, N.Y., 1986.

Beranek, Leo L., L.Ver,István, **Noise and vibration control engineering: principles and applications**. New York:John Wiley & Sons, INC, 1992.

Cadell, R.M., Hosford, W.F, **Sheet metal properties**, Englewood Chiffs, 1993, Prentice Hall, 1993.

Eary, D.F, Reed,E.A, **Techniques of pressworking sheet metal**, Englewood Cliffs, Prentice Hall 1958.

Fahy, F., **Foundations of engineering acoustics**, Academic Press, ISVR, 2001.

Gerges, Samir N.Y. **Ruído: fundamentos e controle**, 2<sup>a</sup> ed., NR editora 2000.

Internacional organization for standartization. **Acoustics: Estimation of airborne noise emitted by machinery using vibration measurement**. ISO/TR 7849:1987(E). Switzerland, 1987.

Kinsler, L.E., **Fundamentals of Acoustics**, John Willey & sons, 1982.

Jordan, R., **Análise Modal experimental**: Notas de aula do curso de mestrado profissionalizante em ruídos e vibrações, Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica.

Lenzi, A., **Análise estatística energética**: Notas de aula do curso de pós-graduação, Universidade Federal de Santa Catarina, Departamento de Engenharia Mecânica.

Richards *et al* , " On the prediction of impact Noise, 1: aceleration noise", **Journal of Sound and Vibration** 62(4), pág.547-575,1978.

Richards *et al* , " On the prediction of impact noise, II : Ringing noise", **Journal of Sound and Vibration** , 65(3), pág. 419-451,1979.

Richards *et al* , "On the prediction of impact Noise, Part IX: the noise from punch presses", **Journal of sound and Vibration** , 103(1), pág. 43-81,1985.

Sahlin, Sveneric, "Origins of Punch Press and air nozzle noise", **Noise control engineering**, 3, 3, pág.4-9 ,1974.

Schaeffer, L.Richter, A.Henning,R, Pesquisa tecnológica na área de estampagem. **Anais do II Workshop** –p.195-205,1999.

Schuler , **Metal forming Handbook**, 1<sup>a</sup> ed., Berlim, 1998.

Schuler, **Manual de prensas mecânicas**, São Paulo, 1997.

Shinaischin, Osman A., "Impact-induced industrial noise", **Noise control engineering**, V.2, pág.30-336,1974.

Stewart, N.D., Bailey, J.R.,Daggerhart, J.A., "Study of parameters influencing punch press noise", **Noise control engineering**, V.5 ,n.2, pág. 80-86, 1975.

USIMINAS, **Conformação na prensa**, Fascículo de informação técnica nº 6, Ipatinga, 1984.

